

Tuuliturbiinivaihteen lieriökotelon staattinen FE-analyysi

Henri Lehtokorpi

Opinnäytetyö

Toukokuu 2020

Tekniikan ja liikenteen ala

Insinööri (AMK), konetekniikan tutkinto-ohjelma

Tuotekehitys

Tekijä(t) Lehtokorpi, Henri	Julkaisun laji Opinnäytetyö, AMK	Päivämäärä Toukokuu 2020
	Sivumäärä 89	Julkaisun kieli Suomi
		Verkojulkaisulupa myönnetty: x
Työn nimi Tuuliturbiinivaihteen lieriökotelon staattinen FE-analyysi		
Tutkinto-ohjelma Insinööri (AMK), konetekniikan tutkinto-ohjelma		
Työn ohjaaja(t) Tomi Nieminen, Petri Luosma		
Toimeksiantaja(t) Moventas Gears Oy		
<p>Tiivistelmä</p> <p>Opinnäytetyön tavoitteena oli kehittää tuuliturbiinivaihteen lieriökotelon suunnittelua tutkimalla koteloon vaikuttavia kuormituksia staattisella FE-analyysillä Ansys Workbench -ohjelmassa. Analyysin avulla voitaisiin havaita jännityskeskittymiä ja muodonmuutoksia lieriökotelossa. Toimeksiantajana toimii Moventas Gears Oy, joka on johtava tuuliturbiinien vaihdelaatikkojen valmistaja.</p> <p>Opinnäytetyö aloitettiin perehtymällä ohjeistukseen tuuliturbiinivaihteiden lujuusanalyysistä, vaihteen rakenteeseen ja toimintaan, aikaisempiin koteloiden analyysihin sekä lujuusopin ja FEA-laskennan teorioihin. Analyysiä varten lieriökotelon 3D-mallista muokattiin Catia V5 -suunnitteluohjelmalla yksinkertaisempi malli. Tämän jälkeen selvitettiin analyysissä tarvittavat kuormitukset, reunaehdot ja elementtiverkko, joilla luotiin pohja analyysille. Analyysissä tehtiin äärimmäisillä kuormilla erilliset tarkastelut lieriökotelon kannelle ja rungolle kolmen kuorma-askleen analyysinä, millä saataisiin selville kannen ja rungon välisen ruuviliitoksen tiiveys ilman tiivisteiden mallia, sekä roottorin positiivisen ja negatiivisen sisääntulomomentin vaikutukset lieriökoteloon.</p> <p>Analyysin tuloksena saatiin selvitettyä veto- ja puristuspääjännitysten ja Von Mises -vertailujännitysten keskittymät sekä muodonmuutokset lieriökotelon rungossa ja kannessa, joiden perusteella pystyttiin päättämään kotelon kestävän siihen kohdistuvat kuormitukset. Ruuviliitoksen tiiveimmät kohdat, liitokseen kohdistuvat paineet ja kitkasta syntyvät jännitykset saatiin selvitettyä.</p> <p>Lieriökotelon analysoinnissa käytettyjen menetelmien ja toimeksiantajalta saatujen ohjeistuksien perusteella analyysistä saadut tulokset olivat luotettavia ja toimeksiantaja pystyy hyödyntämään niitä jatkossa lieriökotelon suunnittelussa.</p>		
<p>Avainsanat (asiasanat)</p> <p>Elementtimenetelmä, FEA, lujuusoppi, tuuliturbiinin vaihdelaatikko, lieriökotelo</p>		
Muut tiedot (Salassa pidettävät liitteet)		

Author(s) Lehtokorpi, Henri	Type of publication Bachelor's thesis	Date May 2020
		Language of publication: Finnish
	Number of pages 89	Permission for web publication: x
Title of publication Static FE analysis for the cylinder housing of a wind turbine gearbox		
Degree programme Degree programme in Mechanical Engineering		
Supervisor(s) Nieminen Tomi, Luosma Petri		
Assigned by Moventas Gears Oy		
<p>Abstract</p> <p>The goal of the thesis was to develop the design of a helical housing of a wind turbine gear by studying loads affecting the helical housing with static FE analysis in Ansys Workbench software. Stress concentrations and deformations in the helical housing could be detected with the analysis. Moventas Gears Oy, which is a leading wind turbine gearbox manufacturer, was the assignor of the thesis.</p> <p>The thesis began by studying the guidelines on strength analyses of wind turbine gears, their structure and operation, previous analyses of housings and the theories of strength of materials and FEA calculation. The 3D model of the helical housing was modified to a simpler model for the analysis. After this, the loads, boundary conditions and element mesh required for the analysis were determined, which were used to create the basis for the analysis. Separate examinations were performed on the cover and frame of the helical housing under extreme loads as a three load step analysis to determine the tightness of the screw connection between the cover and frame without the seal model, and the effects of positive and negative input moment of the rotor on the helical housing.</p> <p>As a result of the analysis, the concentrations of maximum and minimum principal stresses and Von mises equivalent stresses as well as deformations in the cover and frame of the helical housing were determined, which enabled to concluding that the helical housing can withstand the loads applied to it. The tightest points, pressures on the connection and frictional stresses of the screw connection were established.</p> <p>Based on the methods used in the analysis of the helical housing and the instructions received from the assignor, results of the analysis were reliable and the assignor can use them in the future design of the helical housing.</p>		
Keywords/tags (subjects) Finite Element Method, FEA, strength of materials, wind turbine gearbox, helical housing		
Miscellaneous (Confidential information)		

Sisältö

1	Johdanto	7
1.1	Aiheen valinta	7
1.2	Nykytilanne	7
1.3	Tavoite	7
1.4	Moventas Gears Oy	8
2	Kehittämismenetelmät	9
2.1	Kehittämistutkimus	9
2.2	Kvalitatiivinen tutkimusote	11
2.3	Kvantitatiivinen tutkimusote	11
2.4	Aineistonkeruu	12
3	Tuuliturbiinivaihte	12
3.1	Tuuliturbiinivaihteen rakenne	12
3.2	Tuuliturbiinin voimansiirto	13
3.3	Planeettavaihteisto	13
3.4	Hammastus	14
4	Lujuusoppi	16
4.1	Jännitys ja jännitysanalyysi	17
4.2	Pääjännitys	17
4.3	Maksimipääjännityshypoteesi	18
4.4	Von Mises	19
4.5	Jännityselementti	19
4.6	Siirtymät ja muodonmuutokset	20
5	FE-Analyysi	21
5.1	Staattinen analyysi	21
5.1.1	Lineaarinen analyysi	21
5.1.2	Epälineaarinen analyysi	21
5.2	Elementtimenetelmä (FEM)	21
5.3	Elementtiverkko	22
5.3.1	Manuaalinen verkotus	22

	2
5.3.2 Puoliautomaattinen verkotus	22
5.3.3 Automaattinen verkotus.....	23
5.4 Elementtityypit	23
5.5 Singulariteetti	24
5.6 Jännitystulosten esittäminen	26
5.7 Tuuliturbiinivaihteiden FE-analyysi.....	27
5.8 Ansys	28
6 Lieriökotelon FE-analyysi.....	28
6.1 Lieriökotelon laskentageometria.....	29
6.2 Yksinkertaistettu lieriökotelon geometria	30
6.3 Lopullinen laskentageometria	30
6.4 Materiaali	32
6.5 Lieriökotelon elementtiverkko	33
6.6 Reunaehdot	37
6.7 Analyysin kuorma-askeleet	42
7 Tulokset	45
7.1 Analyysin kuorma-askel 1.....	46
7.2 Analyysin kuorma-askel 2.....	53
7.3 Analyysin kuorma-askel 3.....	62
8 Luotettavuusarviointi	71
9 Johtopäätökset ja pohdinta	72
Lähteet	75
Liitteet	77
 Kuviot	
 Kuvio 1. Moventaksen toimipisteet maailmanlaajuisesti.....	9
Kuvio 2. FEA-CAD -ja FEA-johtaisen suunnitteluprosessin kulku.	11
Kuvio 3. Tuuliturbiinivaihteen rakenne.....	13

Kuvio 4. Voimien ja liikkeiden suunnat planeettaportaassa.....	14
Kuvio 5. Vinon hammastuksen kosketusvoimat.....	15
Kuvio 6. Lineaarisen (a) ja kvadraattisen (b) tetraedrin solmujakauma.....	24
Kuvio 7. Suorakaidelevyn elementtiverkko, johon singulariteetti muodostuu. Levy on tuettu vasemmasta reunasta ja oikeaan reunaan vaikuttaa tasainen kuorma.	25
Kuvio 8. Singulariteetin muodostuminen kahdessa eri laskentatilanteessa eri kokoisilla elementeillä reiän ympärillä.	26
Kuvio 9. Luonnos Gaussin pisteistä kaksiulotteisessa elementissä. Punaiset pisteet kuvaavat elementtien solmuja ja mustat pisteet Gaussin pisteitä.....	27
Kuvio 10. Yksinkertaistettu lieriökotelon laskentageometria.	30
Kuvio 11. Lopullinen lieriökotelon laskentageometria.	31
Kuvio 12. Lieriökotelon geometrian elementtiverkotus (generaattorin puoli) ...	34
Kuvio 13. Lieriökotelon geometrian elementtiverkotus (roottorin puoli).....	34
Kuvio 14. Kannen ja rungon välisen liitoksen elementtiverkko kannen pinnalla	35
Kuvio 15. Kannen ja rungon välisen liitoksen elementtiverkko rungon pinnalla.	35
Kuvio 16. Ruuveissa käytettävä elementtiverkotus	36
Kuvio 17. Analyysin elementtiverkon laatu	37
Kuvio 18. Lieriökotelon tuenta sekä ensimmäisen ja toisen planeettaportaan hammasvoimat.	38
Kuvio 19. Laakerikuormien sijoittaminen laskentageometriaan.	39
Kuvio 20. Nopean akselin (A) ja holkkiakselin (B) pistemassat.	40
Kuvio 21. Yhden ruuvin esikiristysten sijoittaminen.	41
Kuvio 22. Esikiristysvoimat.....	41
Kuvio 23. Tukireaktioiden tarkastelupiste ja globaali koordinaatisto	43
Kuvio 24. Kuorma-askeleen 1 ruuviliitoksen tilajakauma	47
Kuvio 25. Kuorma-askeleen 2 ruuviliitoksen tilajakauma.....	47
Kuvio 26. Kuorma-askel 1 liitospinnan paineet.....	48
Kuvio 27. Kuorma-askel 2 liitospinnan paineet.....	49
Kuvio 28. Kuorma-askeleen 1 kitkasta aiheutuvat jännitykset liitoksessa	50
Kuvio 29. Kuorma-askeleen 2 kitkasta aiheutuvat jännitykset liitoksessa	50
Kuvio 30. Kuorma-askel 1 liitospintojen erotus	51
Kuvio 31. Kuorma-askeleen 2 liitospintojen erotus	52

Kuvio 32. Kuorma-askeleen 1 muodonmuutokset	52
Kuvio 33. Kuorma-askeleen 2 keskiarvoiset vetopääjännitykset rungossa (RS puoli)	53
Kuvio 34. Kuorma-askeleen 2 keskiarvoisten vetopääjännitysten hotspotit rungossa (RS puoli)	54
Kuvio 35. Kuorma-askeleen 2 keskiarvoiset vetopääjännitykset rungossa (GS puoli)	54
Kuvio 36. Kuorma-askeleen 2 ei-keskiarvoiset vetopääjännitykset rungossa	55
Kuvio 37. Kuorma-askeleen 2 puristus pääjännitykset rungossa (RS puoli)	55
Kuvio 38. Kuorma-askeleen 2 puristus pääjännitysten hotspotit rungossa (RS puoli)	56
Kuvio 39. Kuorma-askeleen 2 puristus pääjännitykset rungossa (GS puoli)	56
Kuvio 40. Kuorma-askeleen 2 Von Mises -jännitykset rungossa	57
Kuvio 41. Kuorma-askeleen 2 keskiarvoiset vetopääjännitykset kannessa (GS puoli)	57
Kuvio 42. Kuorma-askeleen 2 keskiarvoisten vetopääjännitysten hotspotit kannessa (GS puoli)	58
Kuvio 43. Kuorma-askeleen 2 keskiarvoiset vetopääjännitykset kannessa (RS puoli)	58
Kuvio 44. Kuorma-askeleen 2 ei-keskiarvoiset vetopääjännitykset kannessa	59
Kuvio 45. Kuorma-askeleen 2 puristus pääjännitykset kannessa (RS puoli)	59
Kuvio 46. Kuorma-askeleen 2 puristus pääjännitysten hotspotit kannessa (RS puoli)	60
Kuvio 47. Kuorma-askeleen 2 puristus pääjännitykset kannessa (GS puoli)	60
Kuvio 48. Kuorma-askeleen 2 Von Mises -jännitykset kannessa	61
Kuvio 49. Kuorma-askeleen 2 muodonmuutokset	61
Kuvio 50. Kuorma-askeleen 3 keskiarvoiset vetopääjännitykset rungossa (RS puoli)	62
Kuvio 51. Kuorma-askeleen 3 keskiarvoisten vetopääjännitysten hotspotit rungossa (RS puoli)	63
Kuvio 52. Kuorma-askeleen 3 keskiarvoiset vetopääjännitykset rungossa (GS puoli)	63
Kuvio 53. Kuorma-askeleen 3 ei-keskiarvoiset vetopääjännitykset rungossa	64

Kuvio 54. Kuorma-askeleen 3 puristus pääjännitykset rungossa (RS puoli)	64
Kuvio 55. Kuorma-askeleen 3 puristus pääjännitysten hotspotit rungossa (RS puoli)	65
Kuvio 56. Kuorma-askeleen 3 puristus pääjännitykset rungossa (GS puoli)	65
Kuvio 57. Kuorma-askeleen 3 Von Mises -jännitykset rungossa.....	66
Kuvio 58. Kuorma-askeleen 3 keskiarvoiset vetopääjännitykset kannessa (RS puoli)	66
Kuvio 59. Kuorma-askeleen 3 keskiarvoisten vetopääjännitysten hotspotit kannessa (RS puoli)	67
Kuvio 60. Kuorma-askeleen 3 keskiarvoiset vetopääjännitykset kannessa (GS puoli)	67
Kuvio 61. Kuorma-askeleen 3 ei-keskiarvoiset vetopääjännitykset kannessa.....	68
Kuvio 62. Kuorma-askeleen 3 puristus pääjännitykset kannessa (GS puoli)	68
Kuvio 63. Kuorma-askeleen 3 puristus pääjännitysten hotspotit kannessa (GS puoli)	69
Kuvio 64. Kuorma-askeleen 3 puristus pääjännitykset kannessa (RS puoli)	69
Kuvio 65. Kuorma-askeleen 3 Von Mises -jännitykset kannessa	70
Kuvio 66. Kuorma-askeleen 3 muodonmuutokset	70

Taulukot

Taulukko 1. Analyysin komponentit ja niiden materiaalit	31
Taulukko 2. Analyysissä käytettävien materiaalien tiedot	33
Taulukko 3. Koko analyysin läpi vaikuttavat reunaehdot.	43
Taulukko 4. Nopean akselin (HSS) laakerikuormat. GS - generaattorin puoleinen laakeri, RS - roottorin puoleinen laakeri.	43
Taulukko 5. Holkkiakselin (HS) laakerikuormat.	44
Taulukko 6. Toisen ja ensimmäisen planeetta portaan hammasvoimat ja ruuvien esikivistysvoimat.	44
Taulukko 7. Kuormien summat suunnittain ja niiden tukireaktiot	44
Taulukko 8. Vetopääjännitysten ja puristus pääjännitysten varmuus myötöön ..	45

Alkusanat

Haluan esittää kiitokseni opinnäytetyöni ohjaajalle Moventas Gears Oy:n vanhemmalle rakennesuunnittelijalle DI Raine Lonnakolle suuresta avusta opinnäytetyön toteutuksessa. Lisäksi haluan kiittää ohjaajaani Jyväskylän ammattikorkeakoulun lehtori Tomi Niemistä opinnäytetyöhön liittyvästä avusta sekä kaikkia muita henkilöitä, jotka auttoivat opinnäytetyön valmistumisessa.

Jyväskylässä toukokuussa 2020

Henri Lehtokorpi

1 Johdanto

1.1 Aiheen valinta

Opinnäytetyön aihe valikoitui olemassa olevan tarpeen mukaan selvittää tuuliturbiinivaihteen lieriökotelon käyttäytyminen sekä siihen kohdistuvat kuormitukset vaihteen toiminnan aikana. Opinnäytetyön aiheen rajaukset tehtiin tekijälle sopivaksi ja varmistettiin tekijän taitojen riittävyys kehitystyön toteuttamiseksi. Työ toteutetaan toimeksiantajan tiloissa ja etänä toimeksiantajan tarjoamalla tietokoneella sekä suunnittelu- ja laskentaohjelmien lisensseillä.

1.2 Nykytilanne

Tuuliturbiinivaihteeseen kohdistuu sisääntulomomentti, jonka perusteella koteloon vaikuttavien kuormien laskenta tapahtuu. Tutkimuskohteena olevasta vaihteesta on jo olemassa vastaavia edeltävien vaihteiden koneenpiirustuksia sekä osista, että kokoonpanoista. Tutkimuksen kohteena olevan vaihteen kotelolle on tehty aiempina analyysinä staattinen lujuustarkastelu ja dynaaminen tarkastelu. Analyysien lisäksi kotelon ominaismuodot ovat tiedossa ja näiden perusteella kotelon rakennetta on pystytty parantamaan. Tällä tutkimuksella on tarkoitus antaa lisää varmuutta ja luotettavuutta aiempien muiden vaihteiden lieriökoteloiden laskentoihin. Lieriökotelon rakenteen kehitysmahdollisuuksia halutaan kartoittaa, esimerkiksi ylimääräisen materiaalin poistamisen mahdollisuus vaihteen keventämiseksi. Näihin tarpeisiin voidaan vastata FE-analyysillä.

1.3 Tavoite

Tuuliturbiinivaihteelle halutaan suorittaa FE-analyysi ja sen suunnittelua halutaan parantaa selvittämällä vaihteen lieriökotelon osan käyttäytyminen ja siihen kohdistuvat kuormitukset vaihteen toiminnan aikana. Tarkasteltavalle laskentageometrialle on tarkoitus tehdä staattinen analyysi, joka sisältää epälineaarisen kitkallisen kontaktin lieriökotelon kannen ja rungon välillä. Analyysissä

tutkitaan roottorin sisääntulomomentin vaikutusta lieriökoteloon. Roottorin sisääntulomomentti kulkee pääakselilta ensimmäisen planeettaportaan kautta toiselle planeettaportalle ja siitä lieriöportalle. Planeettaportaissa ja lieriöportaassa syntyvien hammasryntöjen ja laakerituntojen välityksellä sisääntulomomentista syntyvät voimat ja momentit kulkeutuvat vaihteen rakenteisiin. Laskennassa lieriökotelon laskentageometriaan lisätään kannen ja rungon välinen ruuviliitoksen geometria ja toisen planeettaportaan kehäpyörä, joka tuetaan roottorin puolelta avaruuteen. Tuenta on rajattu kehäpyörälle, jotta lieriökotelon tarkastelun kannalta saataisiin riittävä mallinnustarkkuus.

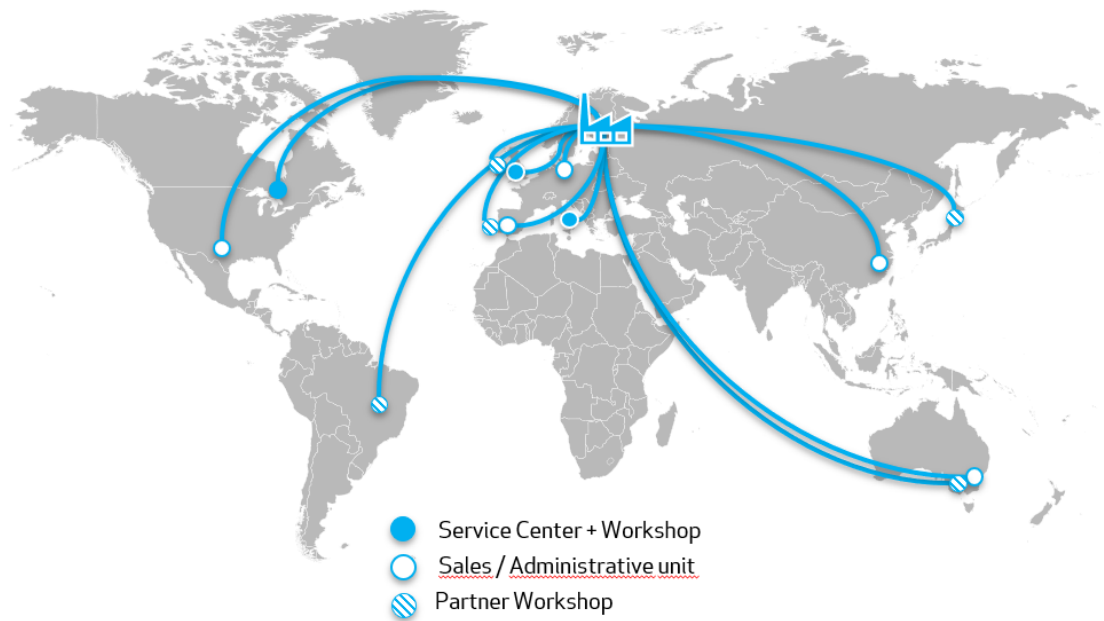
1.4 Moventas Gears Oy

Moventas Gears Oy on Jyväskylästä lähtöisin oleva suomalainen johtava tuuliturbiinivaihteita valmistava yritys, jonka omistaa teollisuusryhmä Clyde Blowers. Vaihteiden valmistamisen Moventas aloitti vuonna 1980 ja on maailmanlaajuisesti valmistanut yli 15 000 vaihdelaatikkoa. Toimintaa Moventaksella on yhdeksässä eri maassa ja työllistää yli 500 työntekijää, joista 400 toimii Suomessa. Opinnäytetyö toteutettiin Ikolan modernilla tuulivaihdetehtaalla Jyväskylässä, joka koostuu kuudesta hallista, joissa toteutetaan vaihteen sisäosien valmistus, karkaisu, vaihteiden kokoonpano ja purku sekä vaihteiden testaus ja logistiikka.

Moventaksen vaihdelaatikkojen huoltopalvelu on laaja ja monipuolinen, joka kattaa yli 20 tuuliturbiinimerkkiä, yli 60 vaihdelaatikkomallia ja yli 38 vuotta kokemusta. Vaihdelaatikkojen käyttöikää pidentäviä palveluita Moventas tarjoaa monille eri yrityksille ympäri maailmaa.

Toimipisteitä Moventaksella on Yhdysvalloissa, Kanadassa, Iso-Britanniassa, Saksassa, Tanskassa, Italiassa, Suomessa, Espanjassa, Kiinassa ja Australiassa. Tehtaan ja huoltoverstaan yhteispisteitä Moventaksella on Yhdysvalloissa ja Suomessa, myynti- ja huoltotoimipisteitä Tanskassa, Italiassa, Espanjassa ja Kiinassa sekä huoltoverstaita

Yhdysvalloissa, Kanadassa, Iso-Britanniassa, Saksassa ja Australiassa. (Moventas Company Presentation 2020).



Kuvio 1. Moventaksen toimipisteet maailmanlaajuisesti. (Moventas Company Presentation 2020).

2 Kehittämismenetelmät

2.1 Kehittämistutkimus

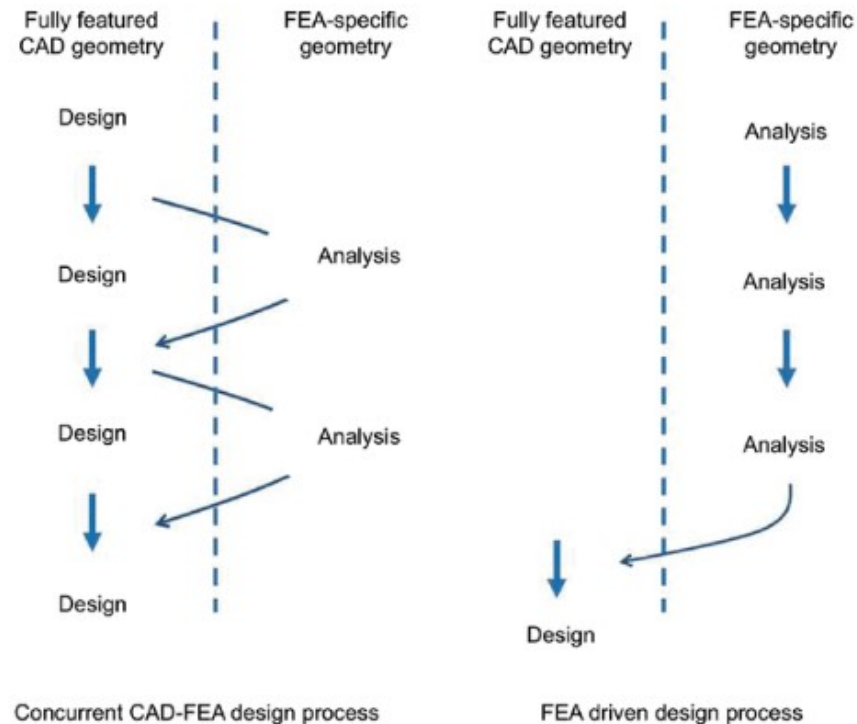
Tutkittava kysymys, johon etsitään vastausta, on miten tuuliturbiinivaihteen toiminta vaikuttaa vaihdekotelossa generaattorin päädyssä olevaan lieriökoteloon ja voiko lieriökotelon suunnittelua kehittää laskennasta saatavien tulosten perusteella. Tutkittavasta vaihdelaatikosta on jo olemassa 3D-malleja ja vastaavien vaihteiden piirustuksia osa- ja kokoonpanoskaalassa sekä niiden aiempia lujuuslaskentatarkasteluja FEA-laskennassa.

Kehittämistutkimus tutkimusmenetelmänä koostuu eri tutkimusmenetelmistä, joita käytetään kehitettävän kohteen mukaisesti. Kehittämistutkimus sisältää kvalitatiivisen ja kvantitatiivisen tutkimusmenetelmän piirteitä. (Kananen 2012, 19).

Kehittämistutkimuksessa taustana toimii ilmiö tai asia, jonka tilanne olisi parempi kehittämisen tai muutoksen jälkeen (Kananen 2012, 13). Koska tutkittavasta kohteesta on jo aiempaa tietoa ja sen kokonaisuutta halutaan edistää, on opinnäytetyön tutkimusmenetelmäksi valikoitunut kehittämistutkimus. Kehittämistutkimus on aina liitoksissa käytäntöön, kuten on myös tutkimuksen kohde eli tuuliturbiinin vaihdelaatikko.

Kehittämistutkimus liitetään olemassa olevaan tietoon tutkittavan kohteen ympärillä, mikä edellyttää siihen liitoksissa olevien aiheiden tietämyksen teorioihin ja tutkimuksiin perehtymistä (Kananen 2012, 17). Tutkimusmenetelmänä kehittämistutkimus tämän opinnäytetyön kannalta vaikuttaa paljon tiedonhankintaan ja sitä myöten myös työn sisältöön, mikä pohjautuu suurilta osin laskennan ja suunnittelun standardeista sekä aiemmista raporteista tuuliturbiinien suunnittelusta ja sen rakenteiden analysoinnista.

FEA:n (Finite Element Analysis) sisällyttäminen osaksi suunnitteluprosessia olettaa sen käyttämistä samanaikaisesti suunnitteluprosessin kanssa, sillä FEA:sta saatujen tulosten tulisi auttaa suunnittelupäätösten tekemisessä. FEA:n sisällyttäminen osaksi suunnitteluprosessia tuo yhden ongelman. Suunnittelu orientoituu valmistukseen sopiville geometrioille, kun taas FEA orientoituu FEA:lle sopiville geometrioille. Tämän takia joka kerta kun FEA on osana suunnitteluprosessia, CAD-geometria muokataan sopivaksi FEA-laskennalle, jonka jälkeen geometria muokataan uudelleen valmistukselle sopivaksi FEA-laskennan tulosten perusteella. Virheiden mahdollisuutta ja työn määrää voidaan rajoittaa suunnittelemalla geometria FEA-laskentaa varten ja muuttamalla geometriaa laskennan tulosten perusteella ja toistamalla tätä vaihetta, kunnes geometria on todettu hyväksytyksi, jonka jälkeen geometria muokataan valmistusta varten. (Kurowski 2017, 220).



Kuvio 2. FEA-CAD -ja FEA-johteisen suunnitteluprosessin kulku. (Kurowski 2017, luku 13.5.1).

2.2 Kvalitatiivinen tutkimusote

Kvalitatiivisella tutkimuksella pyritään ymmärtämään ilmiötä siten, että siitä saadaan muodostettua hyvä kuvaus. Kvalitatiivisesta tutkimuksesta voi syntyä yleistys, malli tai teoria, jolla voidaan selittää tutkittavaa ilmiötä laajemmin. Koska ilman tutkittavan ilmiön ymmärrystä muiden tutkimusmenetelmien tai -otteiden käyttäminen ei ole mahdollista, on kvalitatiivinen tutkimus myös osana tätäkin tutkimusta. (Kananen 2012, 56).

2.3 Kvantitatiivinen tutkimusote

Kvantitatiivisella tutkimuksella pyritään selvittämään lukumäärällisiä ja prosenttiosuudellisia kysymyksiä. Kvantitatiivisessa tutkimuksessa aineisto koostuu yleensä standardoiduista tutkimuslomakkeista, jotka sisältävät valmiita vastausvaihtoehtoja. Asioiden kuvaaminen tapahtuu numeerisilla suureilla ja

asioiden riippuvuuksilla sekä tutkittavassa ilmiössä tapahtuneiden muutosten avulla. Kvantitatiivisella tutkimuksella ilmiön nykytilanne saadaan yleensä kartoitettua, mutta asioiden syiden selvittäminen ei ole riittävää. (Heikkilä 2014, 8).

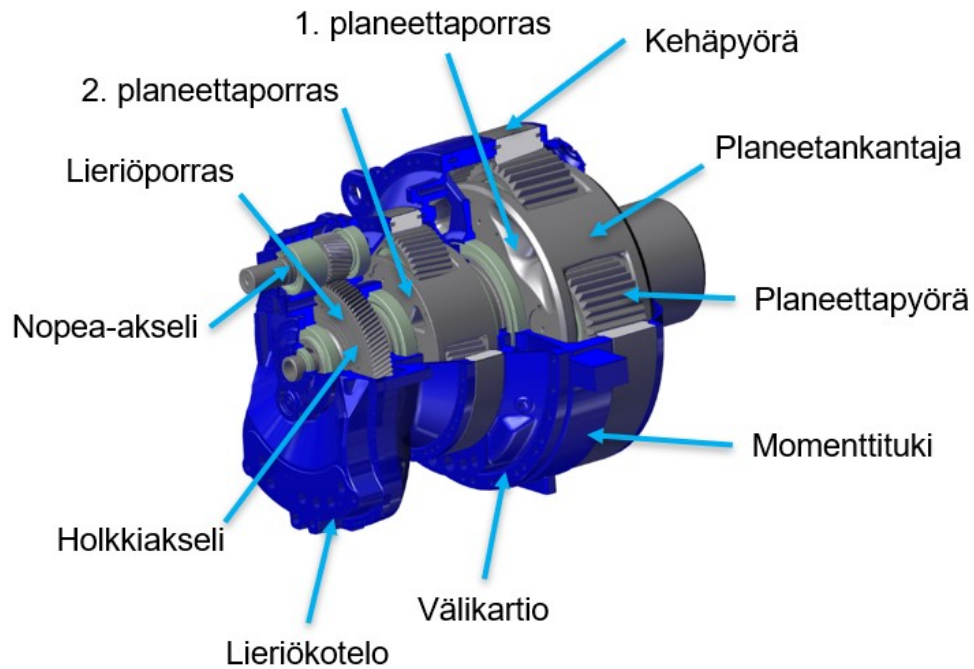
2.4 Aineistonkeruu

Opinnäytetyön tekeminen alkoi relevanttien tietolähteiden etsinnällä ja aineiston keruulla, jotta kirjoittamisprosessi olisi sujuvampaa ja koosteisempaa. Työhön saatiin toimeksiantajalta relevanttia aineistoa. Samalla aineiston tuoreuteen kiinnitettiin huomiota, sillä tuore aineisto voi sisältää uutta hyödyllistä tietoa, mitä vanhemmista aineistoista ei välttämättä löydy ja jotkin keskeiset käsitteet voivat myös olla vakiintuneempia. Oikeita lähteitä oli hankala määrittää ja löytää ennen varsinaisen laskentatyön aloitusta, minkä takia aineiston täydentyminen tapahtui vasta myöhemmin työprosessin ohella koosteisemman ja aihekeskeisemmän sisällön saavuttamiseksi. Työn edetessä relevanttien lähdeaineistojen etsiminen oli helpompaa, sillä teorioita oli helpompi yhdistää työhön, kun keskeisemmät aiheet alkoivat olemaan selvempiä ja aiheeseen pystyi paneutumaan syvällisemmin.

3 Tuuliturbiinivaihde

3.1 Tuuliturbiinivaihteen rakenne

Tuuliturbiinivaihde koostuu usein kolmesta kotelorakenteesta ja kolmesta tai kahdesta vaihdeportaasta vaihteen mallista riippuen. Kotelorakenteita ovat välikartio ja lieriökotelo sekä näiden lisäksi momenttituki, jonka kautta tukivoimat siirtyvät turbiinin runkorakenteisiin. Vaihdeportaisiin kuuluu momenttia siirtävinä ja pyörimisnopeutta nostavina kokonaisuuksina yhdestä kahteen planeettaportista, sekä yksi lieriöporras. Vaihde voidaan jakaa kahteen osaan, joita ovat planeettaosa ja lieriöosa. Planeettaosaan kuuluu planeettaportaat sekä momenttituki ja välikartio, kun taas lieriöosaan kuuluu lieriökotelo ja lieriöporras. (Layout_B 2017).



Kuvio 3. Tuuliturbiinivaihteen rakenne. (Layout_B 2017)

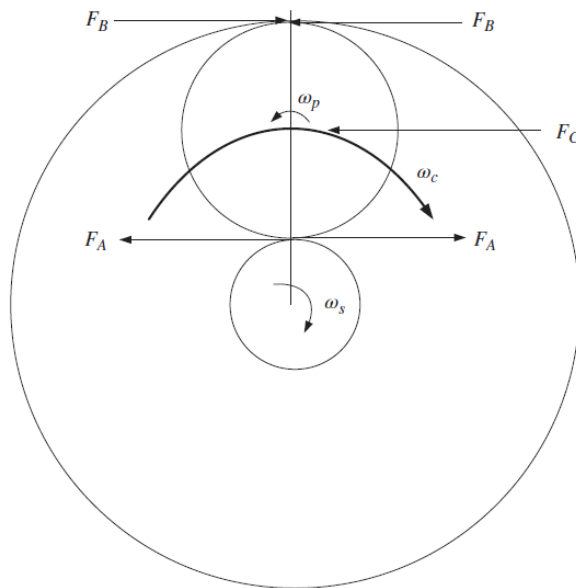
3.2 Tuuliturbiinin voimansiirto

Opinnäytetyössä oleellisena osana laskentaa on tuuliturbiinin voimansiirto, sillä lieriökoteloon kohdistuvia kuormituksia lasketaan roottorin välittämän sisääntulomomentin perusteella. Roottorin nimellinen pyörimisnopeus on noin 10-25 rpm, joka välittyy vaihteen mallista riippuen yhden tai useamman planeettaportaan kautta lieriöportaalte ja sieltä generaattorille, joka on liitoksissa nopeaan akseliin, jonka pyörimisnopeus on noin 1000-1500 r/min. (Fusion Drive latest brochure).

3.3 Planeettavaihteisto

Moventaksen tuuliturbiinivaihteiden rakenteeseen kuuluu vaihteen mallin mukaan yksi tai kaksi planeettaporraa. Planeettaportaan kuuluu uloimpana osana kehäpyörä, joka on koteloon liitoksissa. Kehäpyörän sisällä pyörii planeettaportaan riippuen kolmesta viiteen planeettapyörää, jotka ovat akseleilla kiinni pyöritettävässä planeettaportaan rungossa eli planeetankantajassa. Keskimmäisimpänä osana planeettaportaan on planeettapyörien keskiössä pyörivä aurinkoakseli, joka välittää

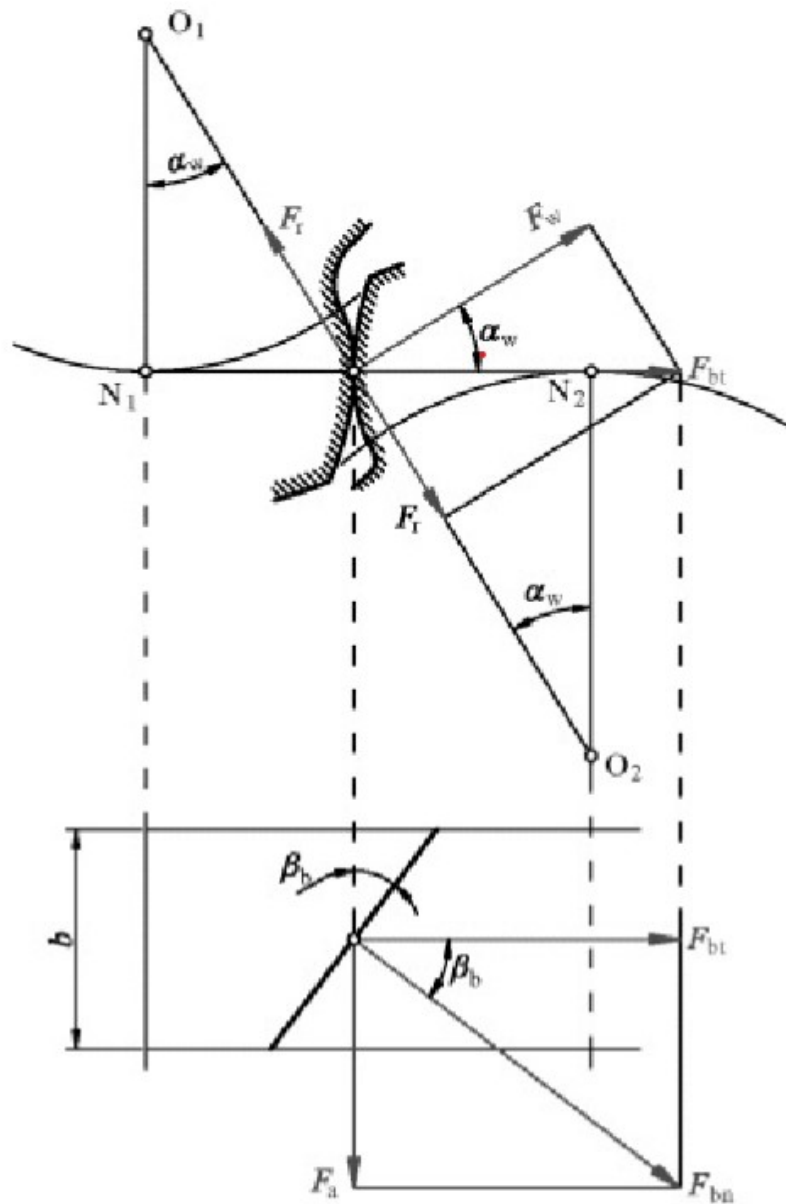
momentin seuraavalle portaalle. Planeettaportaan välityssuhde on normaalisti 5-6. (Layout_B 2017).



Kuvio 4. Voimien ja liikkeiden suunnat planeettaportaassa. (Jamieson 2018, 143)

3.4 Hammastus

Vinossa hammastuksessa vaihteen pyöriessä hampaiden kosketus alkaa yhdestä päädyistä ja jakautuu hitaasti hampaiden pinnalla, kunnes ne ovat täydessä kontaktissa. Tästä syystä vino hammastus ei tuota niin paljoa melua kuin suora hammastus, jossa kosketus on äkillinen ja tuottaa siksi enemmän melua. Vinon hammastuksen ollessa määräävä tuuliturbiinivaihteissa, tuo se kuitenkin lisää vaatimuksia vaihteiden laakereille, joiden täytyy kestää vinon hammastuksen kontaktista aiheutuvat työntövoimat. (Jamieson 2017, 141).



Kuvio 5. Vinon hammastuksen kosketusvoimat. (Jelaska 2012, luku 3.1.1)

Vinon hammastuksen radiaalivoima lasketaan kaavalla 1.

$$F_r = F_w \tan \alpha_w \quad (1)$$

Vinon hammastuksen aksiaalivoima lasketaan kaavalla 2.

$$F_a = F_{bt} \tan \beta_b = \frac{F_w}{\cos \alpha_w} * \tan \beta_b \quad (2)$$

Vinon hammastuksen normaalivoima lasketaan kaavalla 3.

$$F_{bn} = \frac{F_{bt}}{\cos \beta_b} = \frac{F_w}{\cos \alpha_w * \cos \beta_b} \quad (3)$$

Vinon hammastuksen tangentiaalivoima lasketaan kaavalla 4.

$$F_w = \frac{2T_1}{d_{w1}} \quad (4)$$

joissa α_w = ryntökulma

β_b = vinouskulma

T_1 = hammaskosketuksesta aiheutuva vääntömomentti

d_{w1} = jakohalkaisija

(Jelaska 2012, luku 3.1.1).

4 Lujuusoppi

Lujuuslaskennan merkitys koneensuunnittelussa on suuri ja sillä voidaan ennaltaehkäistä rakenteiden hajoamista selvittämällä esimerkiksi rakenteen tai koneen käyttöikä, välttämällä myös ylimääräisiä kuluja ja mahdollisia henkilövahinkoja. Lujuuslaskentaa ei kuitenkaan kohdisteta todellisiin rakenteisiin, vaan teoreettisiin malleihin (Koneenosien suunnittelu 2003, 9). Lujuuslaskennalla voidaan vaikuttaa koneen tai rakenteen suunnitteluun selvittämällä mahdolliset heikot ja pettävät rakenteet, jolloin niiden muuttaminen tai vahvistaminen voidaan tehdä ennen valmistusta.

4.1 Jännitys ja jännitysanalyysi

Mekaniikassa jännitys tarkoittaa atomien luonnollisen tasapainoaseman häirintää. Statiikassa ja dynamiikassa jäykän kappaleen materiaalmalli on yleensä partikkelisysteemi, jossa partikkelien välimatka ei muutu, kun kappaletta kuormitetaan. Tällaisesta mallista käytetään nimitystä diskreetti materiaalmalli. Tästä mallista on myös olemassa todellisuutta läheisempi malli, jota kutsutaan jatkuvan aineen eli materiaalikontinuumin malliksi. Tässä mallissa kaikki kappaleen tilavuuspisteet on oletettu materiaaliksi. Tässä mallissa jännitys käsittää partikkelien välisten voimavaikutusten keskiarvon makroskooppiselta eli silmin nähtävän kokoskaalan kannalta. (Outinen & Salmi 2004, 73-74).

Jännitysanalyysi käsittää kappaleen koossa pitäviä koheesiovoimia, jotka muodostuvat partikkelien välille, jolle on määritetty fysikaalisia ominaisuuksia eli esimerkiksi materiaali. Jännitysanalyysi käsitteenä kattaa myös näiden partikkelien välisiä voimien muutoksia. Kun kappale on lepotilassa, siihen ei vaikuta ulkoisia voimia vaan ainoastaan kappaleen sisäiset voimat, jotka pitävät kappaleen koossa. (Outinen ym. 2004, 74).

4.2 Pääjännitys

Kun pintaelementti on jännitystilassa, jossa siihen ei kohdistu leikkausjännitystä, kutsutaan sitä tasoa silloin saman jännitystilan päätasoksi. Saman tason normaalin suuntaa kutsutaan samassa jännitystilassa pääsuunnaksi ja pintaelementtiin kohdistuu vain normaalijännitys. Tätä normaalijännitystä kutsutaan saman jännitystilan pääjännitykseksi. Jos kappaleen ulkopinnan kuormittamattomassa osassa pintaelementtiin ei kohdistu leikkausjännitystä eikä normaalijännitystä, on tällöin pinnan ulospäin suuntaavan normaalin suunta jännitystilan pääsuunta ja sen vastaava pääjännitys nolla.

Jos kuormitetusta kappaleesta leikataan jännityselementti pisteestä A suorakulmaisen xyz-koordinaatiston suuntaisilla tasoilla, on tällöin leikatun suorakulmaisen särmiön muotoisella jännityselementillä ainakin yksi asento, missä

sen kaikki tahkot ovat päätasoja sekä särmien suunnat pääsuuntia ja jännitykset pääjännityksiä. Jos pääjännitykset ovat erisuuria, on tällöin aiemmin mainitun pisteen A jännitystilassa yksi pääjännityselementti. Jos taas kaikki pääjännitykset ovat samansuuruisia, niin silloin kaikki suunnat ovat pääsuuntia ja kaikkien pintaelementtien normaalijännitys on sama, eikä jännitystilassa ole tällöin leikkausjännityksiä. (Outinen ym. 2004, 83-85).

4.3 Maksimipääjännityshypoteesi

Ensimmäisen kerran 1800-luvulla tehdyn hypoteesin mukaan materiaali murtuu pisteessä, jossa jännitystilan suurin pääjännitys saavuttaa materiaalin vetomurtolujuuden tai pienin jännitystila saavuttaa materiaalin puristusmurtolujuuden.

Murtumisvarmuuden määrittämiseen maksimipääjännityshypoteesi sopii parhaiten hauraille materiaaleille, kuten valurauta, betoni, karkaistu teräs ja lasi. Hypoteesiin tulee kumminkin suhtautua skeptisesti, sillä kokeilla on todistettu, että pallomaisessa puristustilassa puristuksen saavuttaessa materiaalin puristusmurtolujuuden materiaalin tulisi murtua, mutta todellisuudessa materiaalit kestävät todella suuriakin paineita.

Maksimipääjännityshypoteesin mukaan materiaali vaurioituu pisteessä, jossa sen jännitystilan vastaava piste on vauriopinnalla, mutta ei vaurioidu sen ollessa saman pinnan sisäpuolella. Vastaavasti ulkopinnalle vastinpiste ei voi joutua, koska kun vastinpiste saavuttaa vauriopinnan kuormitusta lisättäessä, materiaali vaurioituu. Maksimipääjännityshypoteesiä käytettäessä vertailujännitys tulisi korvata varmuusluvun käytöllä. Varmuusluku murtumisen suhteen saadaan kaavasta 5. Vastaavasti korvaamalla murtolujuudet R_m ja R_{-m} vetomyötölujuuden ja puristusmyötölujuuden R_e ja R_{-e} arvoilla, voidaan laskea varmuusluku myötämisen suhteen. (Outinen ym. 2004, 345-346).

$$n = \min\left(\frac{R_m}{\sigma_1}, \frac{R_{-m}}{\sigma_3}\right) \quad (5)$$

jossa σ_1 & σ_3 = pääjännitykset

R_m = vetomurtolujuus

R_{-m} = puristusmurtolujuus

(Outinen ym. 2004, 346).

4.4 Von Mises

Vakiovääristymisenergihypoteesin eli Mises-Hencky -hypoteesin avulla voidaan päätellä, myötääkö vai murtuuko materiaali. Hypoteesin mukaan materiaali myötää tai murtuu pisteessä, jossa sen vääristymisenergiatiheys saavuttaa materiaalin ja murtumisen tai myötämisen kriittisen arvon. Kimmoiseen materiaaliin varastoituu energiaa kimmoenergian muodossa silloin kun sitä kuormitetaan. Hypoteesissa aksiaalisen vetojännityksen ja puristusjännityksen myötö- ja murtorajat ovat yhtä suuret. Tästä syystä hypoteesi sopii hyvin sitkeille materiaaleille murtohypoteesiksi. Puolestaan hauraille materiaaleille, joiden veto- ja puristusmurtolujuudet poikkeavat paljon toisistaan, hypoteesi soveltuu huonosti murtohypoteesiksi. (Outinen ym. 2004, 349-350).

Von Mises -vertailujännitys voidaan laskea pääjännitysten avulla kaavalla 6.

$$\sigma_{vert} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (6)$$

(Outinen ym. 2004, 350)

4.5 Jännityselementti

Jännityselementiksi kutsutaan särmiömäistä kappaletta, jonka tahkoilla on yhtä suuria, vastakkaissuuntaisia jännityskomponentteja. Tällä elementillä voidaan selvittää tietyn mielivaltaisen pisteen jännitys leikkaamalla kyseinen elementti

pisteen kohdalta koordinaatiston suuntaisesti. Pisteen P kautta kulkevia tahkoja kutsutaan negatiivisiksi ja vastakkaisia tahkoja positiivisiksi niiden osoittamien suuntien mukaan koordinaatiston suunnan suhteen. Jännityselementin jännitysvektorien merkintä tehdään selvitetävän pisteen ja koordinaatistoakselin nimeämisen mukaisesti. Jännityselementtiin tahkoihin kohdistuu kuhunkin kolme jännityskomponenttia, joista 9 on positiivisia ja 9 negatiivisia, minkä takia 9:llä eri suureella voidaan selvittää mielivaltaisen pisteen jännitystila. Tähän voidaan hyödyntää kaavan 7 mukaista jännitysmatriisia. (Outinen ym. 2004, 77-80).

$$[\mathbf{S}] = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix} \quad (7)$$

missä $[\mathbf{S}]$ = jännitysmatriisi
 σ = normaalijännitys
 τ = leikkausjännitys

(Outinen ym. 2004, 80).

4.6 Siirtymät ja muodonmuutokset

Siirtymä eli kappaleen deformaatio tapahtuu kappaletta kuormittaessa, jolloin sen pisteet sijoittuvat uudelleen. Kuormittamattomassa tilassa kappale ja sen pisteet ovat alkuasemassa, jota kuormittamalla tapahtuu deformaatio ja pisteet siirtyvät uusiin asemiin eli lopputilaan. Deformaatiossa tarkastellaan materiaalikontinuumin mallia, missä kappaleen materiaalipartikkeli ei voi olla kahdessa eri pisteessä samanaikaisesti. Deformaatiossa kappaleelle syntyy siirtymäkenttä, mikä tarkoittaa kaikkien kappaleen pisteiden siirtymäjoukkoa. (Outinen ym. 2004, 99-100).

Muodonmuutos tarkoittaa kappaleen siirtymäkentän sisältämää ja sen pisteitä yhdistävien viivaelementtien venymää ja niiden välisten kulmien muutosta eli liukumista. Siirtymäkenttää on tutkittava pisteittäin muodonmuutosten varalta. Deformaatiossa jäykän kappaleen siirtymässä ei ole muodonmuutoksia. (Outinen ym. 2004, 101-102).

5 FE-Analyysi

5.1 Staattinen analyysi

5.1.1 Lineaarinen analyysi

Lineaarisessa staattisessa analyysissä voimien ja siirtymien suhde on lineaarinen. Tätä voidaan hyödyntää käytännössä rakenteiden tarkasteluun missä jännitykset pysyvät tarkasteltavan materiaalin lineaarisen elastisuuden rajoissa. Lineaarisessa staattisessa analyysissä mallin jäykkyysmatriisi on pysyvä, minkä takia ratkaisuaikat ovat lyhyempiä suhteessa epälineaariseen analyysiin. Tästä syystä lineaarinen staattinen analyysi toteutetaan usein ennen epälineaarista analyysiä. Lineaarisessa staattisessa analyysissä siirtymät pysyvät pieninä ja kuormat jatkuvina. (Femto Engineering 2017).

5.1.2 Epälineaarinen analyysi

Epälineaarisessa analyysissä voimien ja siirtymien suhde on epälineaarinen. Epälineaarisuus voi olla peräisin geometriasta esimerkiksi suurina muutoksina, materiaalin elasto-plastisuudesta tai kontakteista. Nämä ilmiöistä johtuen jäykkyysmatriisi ei ole pysyvä kuormituksen aikana. Epälineaarisen analyysin ollessa päinvastainen lineaariselle, muuttuu myös sen ratkaisuprosessi. Epälineaaristen analyysien tulosten arviointi vaatii kokemusta, sillä niitä voi helposti tulkita väärin. (Femto Engineering 2017). Esimerkiksi epälineaarisessa analyysissä muodonmuutosten ja kuormitusten suhde voi vaihdella positiiviseen tai negatiiviseen suuntaan ajan myötä erilaisten tekijöiden vuoksi.

5.2 Elementtimenetelmä (FEM)

Elementtimenetelmä eli FEM (Finite Element Method) on yleisesti käytetty numeerinen ratkaisumenetelmä osittaisille differentiaaliyhtälöille, jota

hyödynnetään monipuolisesti tekniikan ja tieteen aloilla rakenteiden opiskeluun, mallintamiseen ja käyttäytymisen havainnointiin. Elementtimenetelmää voidaan soveltaa mm. jännitysten, muodonmuutosten, lämmön ja virtausten analysointiin.

Elementtimenetelmää käytettäessä kohteella ei saa olla toisiaan ylittäviä tai päällekkäisiä pintoja, minkä takia kohde jaetaan elementtimenetelmässä elementteihin, jotka ovat yhdistettynä toisiinsa topologisella, eli pisteytetyllä verkolla. (Khoei 2015, 1).

5.3 Elementtiverkko

5.3.1 Manuaalinen verkotus

Manuaalisessa verkotuksessa käyttäjän täytyy määritellä kaikkien solmujen koordinaatit, joiden perusteella elementit rakennetaan liittämällä solmuja yhteen. Manuaalisen verkotuksen ollessa hidasta ja virhealtista, kehitettiin sille myöhemmin alkeellinen geometrian luonnin ominaisuus, jolla voitiin määritellä verkotuksen solmujen sijainnit geometriaperustan avulla.

Manuaalisen verkotuksen kehitys johti lopulta kartoitettuun verkotukseen, jossa käyttäjän täytyy määrittää pääpisteet, linjat sekä solmujen määrä pääpisteitä yhdistävissä viivoissa. Näiden määritysten avulla pystyttiin automaattisesti verkottamaan geometrian pinnat ja tilavuudet. (Kurowski 2017, 69).

5.3.2 Puoliautomaattinen verkotus

Puoliautomaattinen verkotuksessa verkko muodostetaan joko pursottamalla tai pyörittämällä tasaista pintaa, joka verkotetaan ensin kaksiulotteisilla elementeillä ja pursottamalla tai pyörittämällä. Elementtien kerrosten lukumäärä määrää verkotuksen vaiheiden määrän. Puoliautomaattisen verkotuksen ollessa tehokas työkalu, on sen käyttö rajoittunutta sitä hyödyntävien muotojen puutteen takia. (Kurowski 2017, 70).

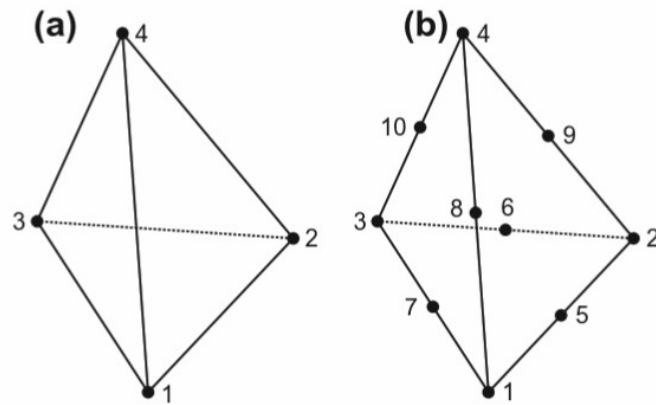
5.3.3 Automaattinen verkotus

Modernisoitunut automaattinen verkotus on yleisin ja lähes ainoa verkotusmenetelmä saatavilla nykyisissä FEA-ohjelmissa sen käytännöllisyyden ja käytön laajuuden takia. Automaattisessa verkotuksessa FEA-ohjelmasta riippuen käyttäjällä on mahdollisuus vaikuttaa verkotuksen parametreihin. Näitä parametreja ovat usein elementin koko, muoto ja järjestys. Elementin tyyppi täysin automaattisessa verkotuksessa riippuu verkotuksen kohteen geometriasta. (Kurowski 2017, 71-73).

5.4 Elementtityypit

FEM-analyysissä tarkasteltava geometria jakautuu elementteihin, jotka ovat yksinkertaisia suorista viivoista ja solmuista koostuvia muotoja. Elementtien käyttäminen FEM-analyysissä perustuu siihen oletukseen, että teknisten ongelmien ratkaisu funktioilla on monimutkaista ja vaihtelee arvaamattomasti. Kun nämä ongelmat voidaan jakaa elementeiksi ruudukkoja ja solmuja käyttämällä, voidaan myös ratkaisun vaihtelu elementissä arvioida yksinkertaisilla funktioilla kuten polynomeilla. Tämän menetelmän toistaminen kaikille elementeille muodostaa ratkaisun variaation koko ongelmalle. (Liu & Quek 2014, 6).

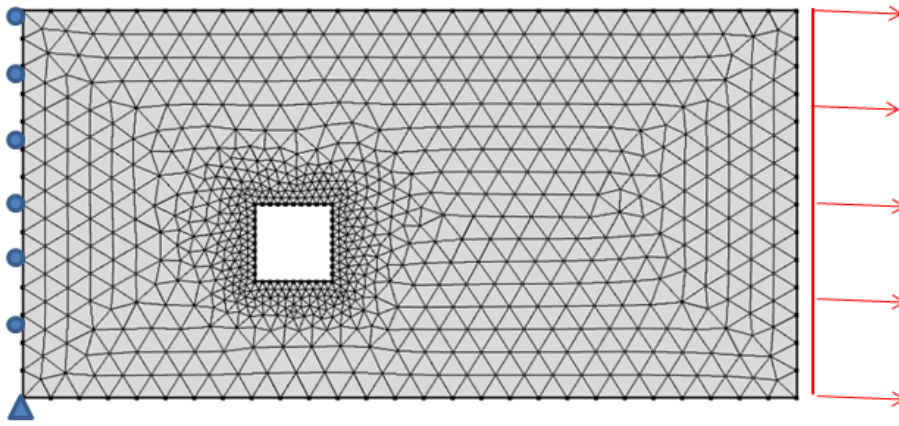
Yleensä kolmiulotteiset elementit voidaan jakaa muodon mukaan kahteen tyyppiin. Näitä ovat kolmiomaiset tetraedrit ja kuutiomaiset heksaedrit. Kummallakin elementtityypillä on kolme vapausastetta, mikä mahdollistaa kolmiulotteiset muodonmuutokset. (Liu ym. 2014, 250). Tetraedriset elementit voi muodostaa 4,10 tai 20 solmusta (ks. kuvio 6), heksaedrinen elementti voidaan muodostaa 8,20 tai 32 solmulla. Tetraedrisessä elementissä solmujen jakautuminen tapahtuu kuvion 6 mukaisella tavalla ja 20-solmuksessa tetraedrissä särmillä on kaksi solmua ja jokaisella tahkolla yksi solmu. Heksaedrisissä elementeissä solmut muodostuvat kulmien lisäksi särmillä. Tämän tyyppisiä suuremman solmumäärän omaavia elementtejä kutsutaan korkeamman asteen elementeiksi. (Liu ym. 2014, 270 & 274).



Kuvio 6. Lineaarisen (a) ja kvadraattisen (b) tetraedrin solmujakauma. (Zienkiewicz, Taylor & Fox 2014, 603).

5.5 Singulariteetti

FE-malleissa vaikuttavia jännityksiä laskettaessa saattaa malliin ilmaantua tiheiden, terävien tai huonolaatuisten elementtien kohdalle singulariteettejä – pisteitä, joissa jännityksen arvo lähenee kohti ääretöntä. Singulariteeteistä tulee ongelma siinä tilanteessa, kun elementeissä esiintyvät jännitykset eivät saa ylittää myötölujuutta ja singulariteeteissä jännitykset ovat usein todella suuria. Jännityksiä tutkitaan suuressa osassa rakenneanalyysijä ja siksi singulariteetit ovat suurempi haitta rakennetekniikassa kuin muilla fysiikan aloilla. Singulariteettiä FE-laskennassa on helppo kuvata visuaalisesti. Tässä tapauksessa esimerkkinä toimii kuvion 7 mukainen 2x1m levy. (Sönnnerlind 2015).



Kuvio 7. Suorakaidelevyn elementtiverkko, johon singulariteetti muodostuu. Levy on tuettu vasemmasta reunasta ja oikeaan reunaan vaikuttaa tasainen kuorma.

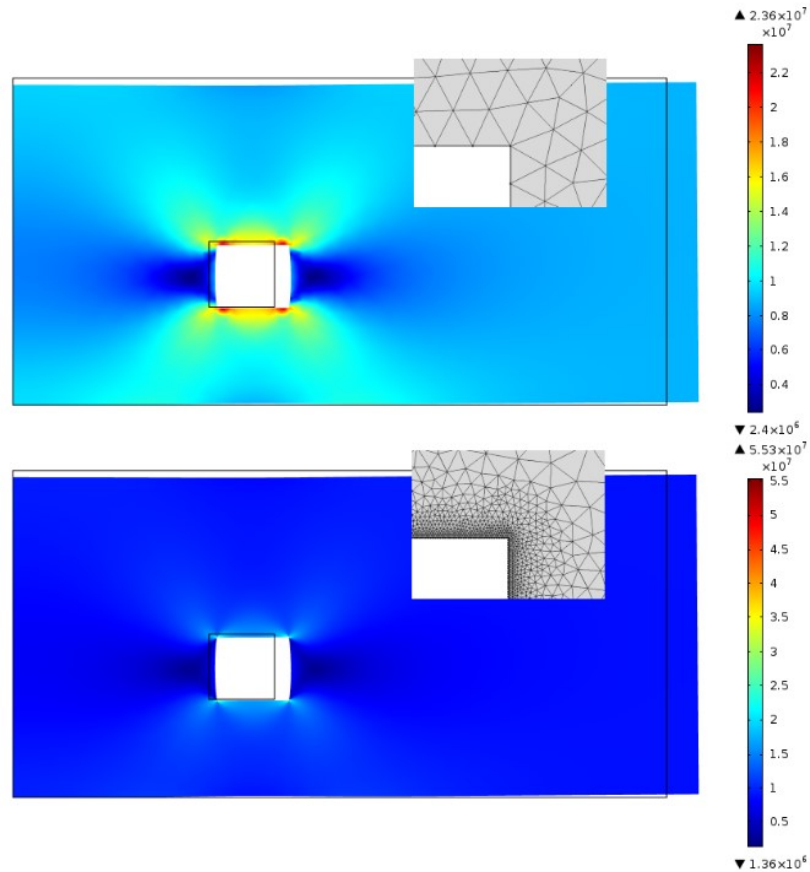
(Sönnnerlind 2015).

Kuviosta 7 on tehty kaksi erilaista laskentatilannetta, jossa reiän ympärillä on kaksi eri kokoista elementtiverkkoa. Ylemmässä kuvassa on suurempi elementtiverkko, mistä singulariteetin pisteet voidaan vielä nähdä punaisilla alueilla reiän ylemmällä ja alemmalla sivulla kummassakin päässä.

Alemmassa kuvassa on käytetty tiheämpää elementtiverkkoa, mikä myös tarkoittaa singulariteetin pistettä, mutta ei ole enää nähtävissä todella pienien yksityiskohtien takia. Tästä voidaan päätellä, että mitä tiheämpi ja hienompi elementtiverkko on singulariteetin kohdalla, sitä suurempi jännitys siihen muodostuu. Kuten kuviosta 8 näkyy, ylemmässä suuremman elementin tapauksessa jännitys on $2,36 \times 10^7$ N ja alemman tilanteen tapauksessa missä on tiheämpi elementtiverkko reiän ympärillä, jännitys on $5,53 \times 10^7$ N. Tällaisessa tilanteessa todellisia arvoja on vaikea määrittää, minkä takia elementtiverkkoa muuttamalla ja mallia muuttamalla voidaan pyrkiä pääsemään eroon singulariteeteistä, tässä tapauksessa terävistä kulmista olisi hyvä päästä eroon.

Singulariteettejä muodostuu myös tilanteessa, missä kiinteään kappaleeseen määritetään kuorma yhteen pisteeseen. Tästä ilmiöstä käytetään nimitystä Boussinesq-Cerruti -ongelma elastisuuden teoriassa, missä jännitykset vaihtelevat etäisyyden käänteisenä kuormituspisteestä. Todellisuudessa pistekuormia ei esiinny,

sillä kuorma on aina jaettuna jollekin alueelle, minkä takia FEA-laskennassa on osattava arvioida pistekuorman käytön tarpeellisuutta ja onko sen korvaaminen toisella kuormitustavalla mahdollista. (Sönnnerlind 2015).



Kuvio 8. Singulariteetin muodostuminen kahdessa eri laskentatilanteessa eri kokoisilla elementeillä reiän ympärillä. (Sönnnerlind 2015).

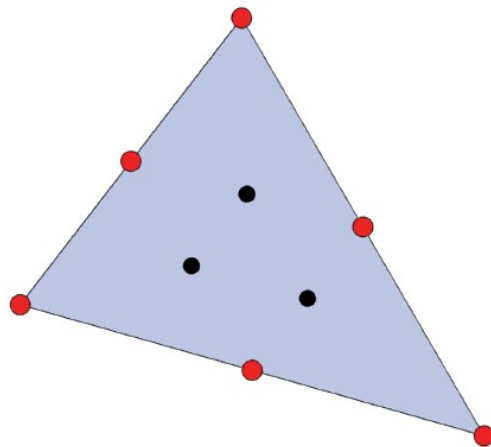
5.6 Jännitystulosten esittäminen

FEA-laskennassa vääntymien ja jännitysten tulokset lasketaan geometrian siirtymien perusteella. Jännitykset lasketaan ensin elementtien sisällä tietyissä pisteissä, joita kutsutaan Gaussin pisteiksi. Gaussin pisteet ovat elementin jäykkyysmatriisin numeerisessa luonnissa käytettäviä sijainteja. Elementtien sisäisten jännitysten laskennan jälkeen jännitykset ekstrapoloidaan eli yleistetään elementtien solmuihin. Jos yksi solmu kuuluu useammalle elementille, kaikkien kyseisen solmun jakavien elementtien jännitysten tuloksista muodostuu yksi jännitysarvo, jota kutsutaan solmuarvoksi, joka on kyseisten jakavien elementtien jännitysten keskiarvo. Tätä

jännitysarvoa kutsutaan keskiarvoiseksi jännitykseksi, jota myös tässä tutkimuksessa käytetään tulosten esittämiseen. (Kurowski 2017, 36-37).

Vaihtoehtoisena menetelmänä jännitysten esittämiseksi on jännitysten selvittäminen Gaussin pisteissä, jonka jälkeen niistä muodostetaan keskiarvo, joka tällöin vastaa koko elementin jännitysarvoa. Tästä käytetään nimitystä elementtijännitys tai ei-keskiarvoinen jännitys, koska jännitykset eivät ole vierekkäisillä elementeillä, vaan Gaussin pisteissä koko elementin laajuudella.

Solmujännitykset ovat paljon yleisemmin käytössä niiden antamien tasaisten ja jatkuvien jännitysarvojen takia. Elementtien jännitysten tarkastelu on tärkeää tulosten laadun kannalta, sillä jos esimerkiksi kahden vierekkäisen elementin jännitysten erot ovat liian suuret, on syytä pienentää elementin kokoa tarkemman jännitysjakauman muodostamiseksi. (Kurowski 2017, 37).



Kuvio 9. Luonnos Gaussin pisteistä kaksiulotteisessa elementissä. Punaiset pisteet kuvaavat elementtien solmuja ja mustat pisteet Gaussin pisteitä. (Kurowski 2017, luku 4.1).

5.7 Tuuliturbiinivaihteiden FE-analyysi

Tuuliturbiinivaihteen rakenteellisten komponenttien staattisessa analyysissä tutkitaan maksimikuormitustapauksia, minkä takia tässä työssä tehdyissä

analyysissä on käytetty nimellisten kuormien sijaan maksimikuormia. Tässä työssä analysoitava lieriökotelo on yksi näistä rakenteellisista komponenteista.

Tuuliturbiinivaihteen valukomponenteille suoritetaan dynaaminen ja staattinen FE-laskenta sekä myös drivetrain analyysijä (DTA). Tässä työssä lieriökotelon kannen ja rungon välisen ruuviliitoksen ruuvien esikiristysten tulee olla standardin VDI 2230 mukaisia. Pultti- ja ruuviliitoksia laskettaessa kitkakertoimien tulee olla joko hyväksytyn kirjallisen lähteen mukaisia tai ISO/IEC 17025 standardin mukaan valtuutettujen testien mukaisia. (Guideline for the Certification of Wind Turbines 2010, 6-13).

5.8 Ansys

Ansys on vuonna 1970 perustettu, lähes 4000 insinöörialojen ammattilaisen yhdysvaltalainen ohjelmistoyritys, joka kehittää ohjelmistoja teollisuuden tarpeisiin. Yrityksen ohjelmistojen pääasiallinen käyttö keskittyy rakenteiden käyttäytymisen simulointiin todellisuutta tavoitellen. Lisäksi tuoteperheestä löytyy ohjelmistoja mallien luomiselle. Ohjelmistoversioita on saatavilla laaja kattaus, joita on tarjolla opiskelijoille, oppilaitoksille ja yrityksille. (About Ansys 2020).

6 Lieriökotelon FE-analyysi

Lieriökotelon FE-analyysi aloitettiin siirtämällä Catia V5 -ohjelmalla tehty lieriökotelon laskentageometria Ansys Workbench -ohjelmaan, jossa analyysi suoritettaisiin. Kotelon rakenteille määritettiin materiaalit ja katsottiin, että geometriat saatiin siirrettyä ohjelmaan ongelmitta. Aluksi analyysissä tutkittiin lieriökoteloon vaikuttavia holkkiakselin ja nopean akselin hammasvoimia, joita tarkasteltiin laakerikuormien muodossa, joita tuli laskea Moventakselta saatujen Mathcad-laskentapohjien avulla. Laskentapohjat on esitetty liitteissä 1 ja 2.

Lieriökotelon staattinen FEM analyysi toteutetaan Ansys workbench – ohjelmalla, jossa työ aloitetaan määrittämällä kotelon laskentageometrioille materiaalit,

koordinaatistot ja elementtiverkko. Tämän jälkeen geometrioille määritellään analyysityypin mukaan reunaehtoja analyysin piirrepuun loogisessa järjestyksessä. Lopuksi ratkaisuohjelmalla lasketaan laskentageometriasta haluttavia tulosuureita kuten jännityksiä, siirtymiä ja reaktiovoimia sekä arvioidaan tulosten tarkkuutta ja todellisuudenmukaisuutta.

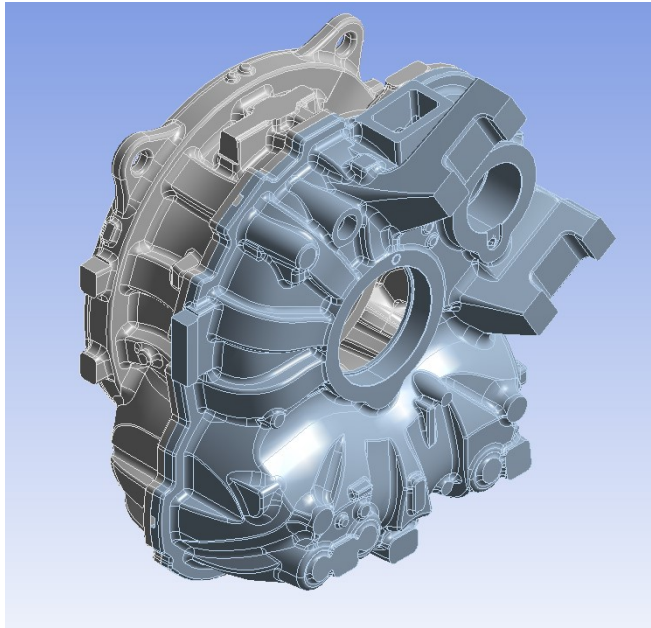
6.1 Lieriökotelon laskentageometria

Yksittäisen koneen osan geometria muodostuu CAD-piirteistä. Analyysin suhteen osa näistä geometrisistä piirteistä on turhia, minkä takia ne tulee poistaa ennen geometrian verkotuksen muodostamista. Turhien geometrysten piirteiden jättäminen analysoitavaan geometriaan tekee verkosta turhan monimutkaisen, pidentää laskenta-aikaa ja voi estää verkotuksen luomisen näistä piirteistä syntyvien mahdollisten ongelmakohtien kuten terävien kulmien takia. Analyysin kannalta oikeiden ominaisuuksien säilyttäminen ja turhien poistaminen vaatii insinöörimäistä arviointikykyä. Ominaisuuksien poistamista ei voi perustella pelkästään sen pienen koon perusteella, jos tämän ominaisuuden alueelta halutaan selvittää esimerkiksi jännityksiä, mutta jos tarkastelun kohteena on ominaisuuden suhteen paljon suurempi kokonaisuus, tämän pienen ominaisuuden poistaminen voidaan nähdä järkevänä. Ominaisuuksien poistamisen seurauksena ei saa tapahtua merkittäviä jäykkyyden muutoksia geometriassa. (Kurowski 2017, 210).

Opinnäytetyöhön nähtiin järkeväksi ottaa alustavasti analyysiin pelkästään tuuliturbiinivaihteen lieriökotelon geometria, koska sen analysointiin kuluva aika on lyhyt ja sen pohjalta on helpompi rakentaa monimutkaisempaa analyysiä. Pelkän lieriökotelon geometrian analyysin jälkeen otettiin lieriökotelon geometrian lisäksi toisen planeettaportaan kehäpyörä. Koko vaihteen geometrian käyttäminen laskennassa ei olisi ajallisesti eikä tulosten tarkastelun kannalta järkevää.

6.2 Yksinkertaistettu lieriökotelon geometria

Lieriökotelon geometriaa (ks. kuvio 10) yksinkertaistettiin poistamalla geometriasta ylimääräisiä piirteitä kuten pieniä reikiä sekä kotelon yleisestä rakenteen muodosta poikkeavia pieniä muotoja. Suuremmat reiät ja muodot jätettiin malliin, sillä niiden katsottiin olevan siirtymien ja tulosten kannalta olennaisia analyysissä.

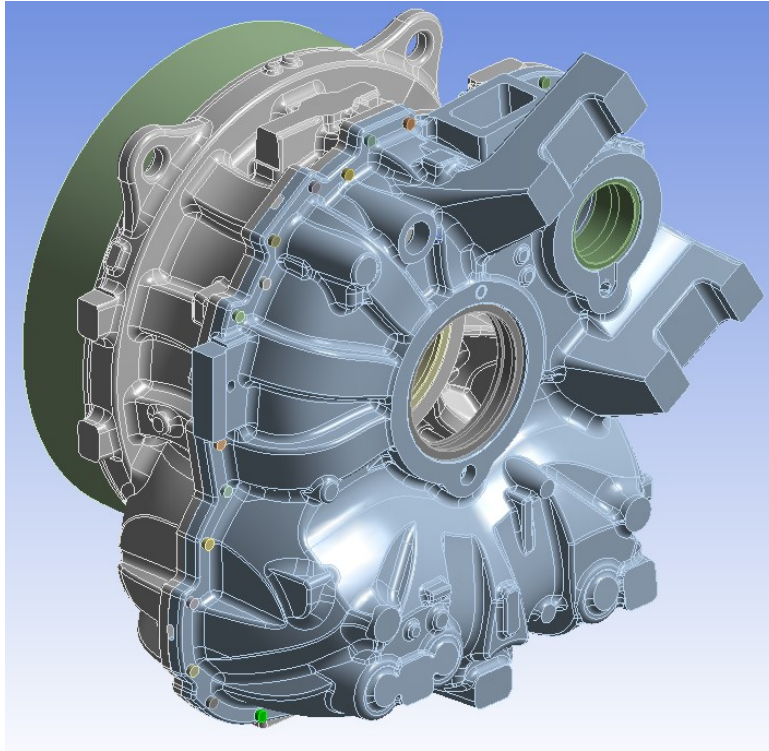


Kuvio 10. Yksinkertaistettu lieriökotelon laskentageometria.

6.3 Lopullinen laskentageometria

Lieriökotelon geometriaan lisättiin lieriökotelon rungon roottorin puolelle toisen planeetta-ortaan kehäpyörä, joka tuettiin siirtymätuennalla kehäpyörän roottorin puolelle. Lisäksi laskentageometriaan lisättiin lieriökotelon kannen ja rungon välille ruuviliitos ja holkkiakselin sekä nopean akselin laakerointien laakerikoolien mallit. Tällä laskennalla on tarkoitus selvittää kotelon käyttäytymistä tarkasti. Siirtymätuenta mahdollistaa sille määritettyjen reunaehtojen perusteella enemmän muodonmuutoksen vapautta laskentageometriassa jäykkään tuentaan verrattuna. Jäykällä tuennalla tuettu pinta ei pääse liikkumaan eikä siinä tapahdu muodonmuutoksia. Ruuviliitoksella voidaan simuloida kotelon käyttäytymistä

paremmin todellisen tilanteen mukaan, sillä alustavassa geometriassa lieriökotelon kannen ja rungon välillä oli liimattu kontakti, kun todellisuudessa kansi ja runko ovat kiinni toisissaan ruuviliitoksella. Tämä mahdollistaa analyysissä kitkallisen kontaktin käyttämisen ruuviliitoksen lisäksi. Laakerikooleihin on tarkoitus määrittää laakerikuormat sekä holkkiakselin ja nopean akselin pistemassat.



Kuvio 11. Lopullinen lieriökotelon laskentageometria.

Taulukko 1. Analyysin komponentit ja niiden materiaalit

Osan nimi	Materiaali
Lieriöportaan kotelon kansi	EN-GJS-400-18-LT
Lieriöportaan kotelon runko	EN-GJS-400-18-LT
Toisen planeettaportaan kehäpyörä	Rakenneteräs
ISO 4762 M20 kuusioloruuvi	Rakenneteräs
HS RS laakerikooli	Rakenneteräs
HS GS laakerikooli	Rakenneteräs
HSS RS laakerikooli	Rakenneteräs
HSS GS laakerikooli	Rakenneteräs

6.4 Materiaali

Analyysissä käytettävä valukotelon materiaali on pallografiittivalurauta EN-GJS-400-18-LT ja toisen planeettaportaan kehäpyörän sekä ruuvien materiaalina on käytetty rakenneterästä. Todellisuudessa kehäpyörä on tässä tapauksessa nuorrutusterästä ja laakerikoolit mustaoksidoitua messinkiä ja terästä. Koska analyysissä käytettävä pallografiittivalurauta on sitkeää materiaalia, niin sen analysoinnissa voidaan hyödyntää maksimipääjännityshypoteesia. (Guideline for the Certification of Wind Turbines 2010, 5-5).

FKM Guideline käsittelee pallografiittivaluraudan veto- ja puristusjännityksiä. Pallografiittivaluraudalle on määritetty FKM Guideline:ssä myötörajan nähden puristuslujuuden kerroin $f_\sigma = 1,3$. (FKM Guideline 2012, 22). Kaikilla analyysissä käytettävillä materiaaleilla tulee olla osavarmuuskerroin $\gamma_m = 1,1$. (Guideline for the Certification of Wind Turbines 2010, 5-5). Taulukossa 2 on lueteltuna analyysissä käytettävien materiaalien tiedot, joista pallografiittivaluraudan EN-GJS-400-18-LT myötölujuus $R_{p0,2}$ on saatu standardista SFS-EN 1536:2018 materiaalin paksuusalueella 60-200 mm sekä vertailu puristus- ja vetomyötölujuuden raja-arvot on saatu kaavoista 8 ja 9.

Vertailu vetomyötölujuuden raja-arvo lasketaan kaavalla 8.

$$R_e = \frac{R_{p0,2}}{\gamma_m} \quad (8)$$

jossa $R_{p0,2}$ = myötöraja

γ_m = materiaalin osavarmuuskerroin

Vertailu puristusmyötölujuuden raja-arvo lasketaan kaavalla 9.

$$R_{-e} = f_\sigma * \frac{R_{p0,2}}{\gamma_m} \quad (9)$$

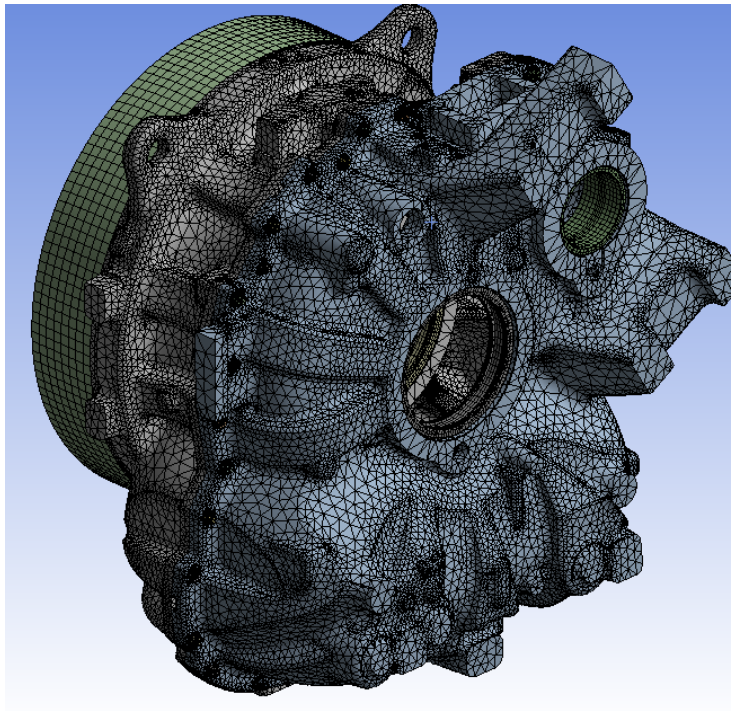
jossa f_{σ} = puristuslujuuden kerroin

Taulukko 2. Analyysissä käytettävien materiaalien tiedot

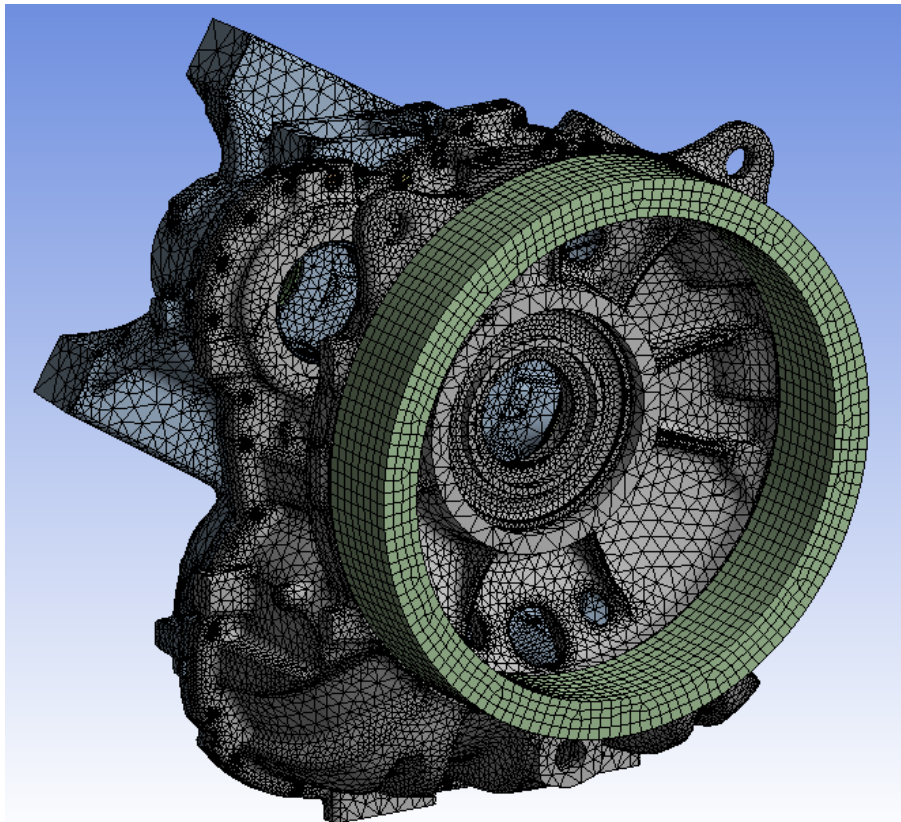
Materiaali	Tiheys (kg/m ³)	Kimmomoduuli (Mpa)	R _{p0,2}	R _e	R _e	Poissonin luku
EN-GJS-400-18-LT	7 100	169 000	220	260	200	0,275
Rakenneteräs	7 850	210 000	-	-	-	0,3

6.5 Lieriökotelon elementtiverkko

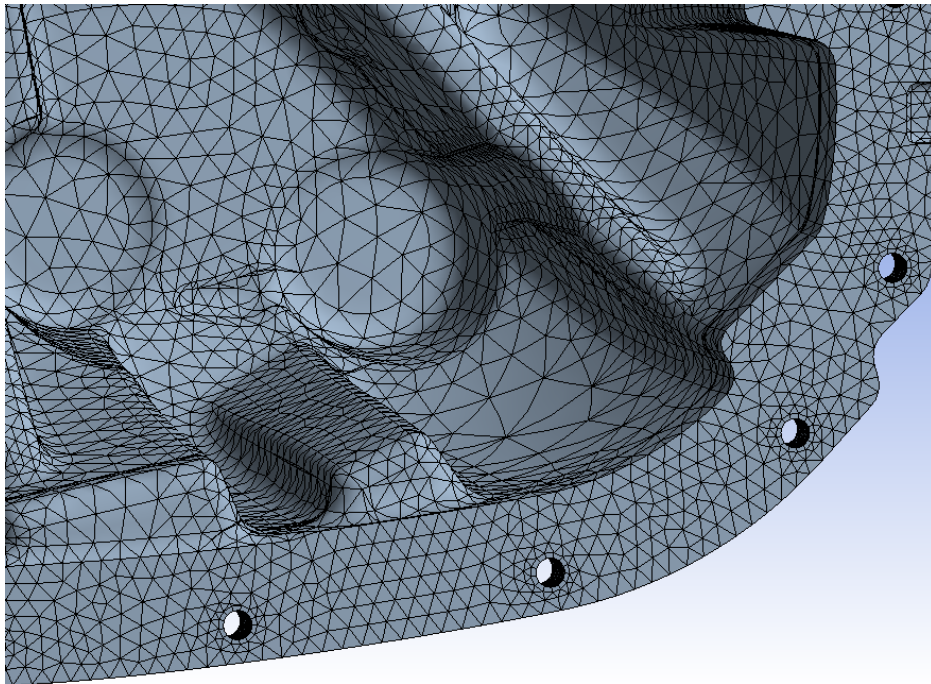
Lieriökotelon geometrian elementtiverkkoa muokattiin body sizing-, inflation-, method- ja face meshing -toiminnoilla. Sphere of influence -toiminnolla tehtiin vetopääjännitysten hotspotien tarkastelua varten tiheämpiä elementtiverkotuksia. Inflation-toiminnolla muodostettiin ruuvien reikien ympärille verkotus, jotta ruuvien kierteet saataisiin pois jännitystuloksista (ks. Kuvio 14 & 15). Method-toiminnolla voitiin luoda heksaedrinen elementtiverkko toisen planeettaportaan kehäpyörälle, mikä myös vähentää elementtien ja solmujen kokonaismäärää muun rakenteen kvadraattiseen elementtiverkkoon verrattuna. Face meshing -toiminnolla tehtiin laakeripesien pinnoille niiden sylinterimäiselle muodolle parempilaatuinen verkotus.



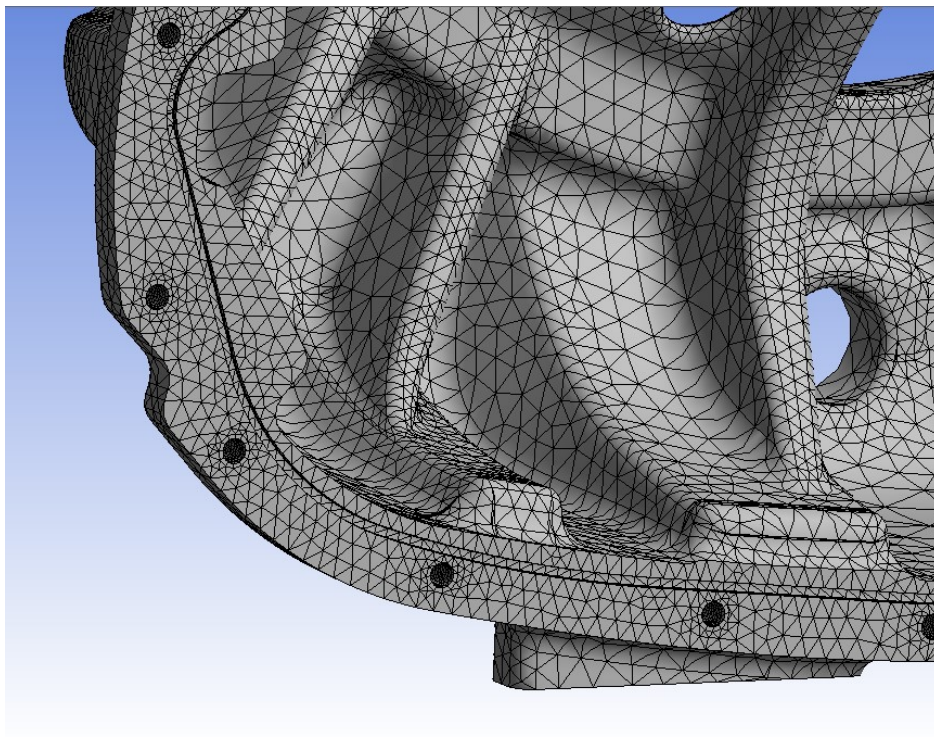
Kuvio 12. Lieriökotelon geometrian elementtiverkotus (generaattorin puoli)



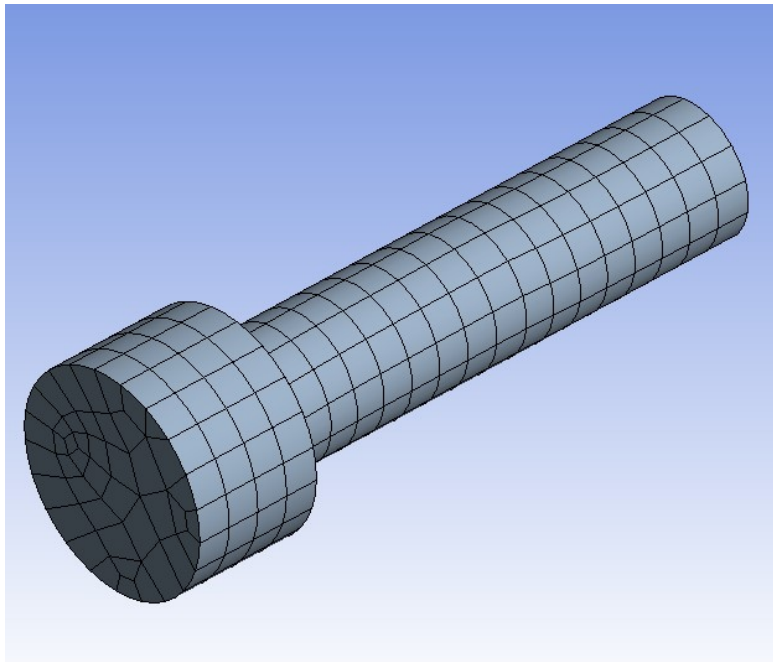
Kuvio 13. Lieriökotelon geometrian elementtiverkotus (roottorin puoli)



Kuvio 14. Kannen ja rungon välisen liitoksen elementtiverkko kannen pinnalla



Kuvio 15. Kannen ja rungon välisen liitoksen elementtiverkko rungon pinnalla

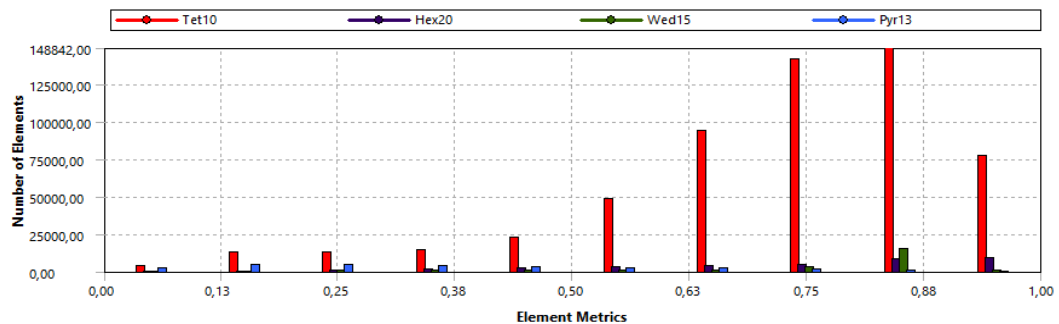


Kuvio 16. Ruuveissa käytettävä elementtiverkotus

Elementtiverkon laatua voidaan tarkistella Ansysin sisällä samalla työkalulla, jolla laskentageometrialle luodaan elementtiverkko. Työkalusta löytyy quality-välilehdestä mesh metrics -toiminto, josta voidaan valita tarkasteltavaksi elementin laatu. Laatua tarkastelemalla saadaan käyrästä tietää elementtien laatu arvojen 0 ja 1 välillä, missä 0 on huonolaatuisin ja 1 laadukkein elementti. Lisäksi käyrästä tiedetään, kuinka monta elementtiä on milläkin laatuarvon tasolla ja minkä tyyppinen elementti on.

Kuviosta 17 nähdään, että suurin osa elementeistä on arvon 0,5 yläpuolella, minkä perusteella voidaan olettaa elementtiverkon olevan tarpeeksi hyvälaatuinen opinnäytetyön tarkoitukseen. Vaativimmissa ja tarkemmissa laskuissa elementtien laadun keksiarvo olisi todennäköisesti suurempi tiheämmän verkotuksen takia. Punaiset Tet10-palkit viittaavat analyysissä käytettyihin kvadraattisiin tetraedrisiin elementteihin, Hex20-palkit viittaavat heksaedrisiin eli kuutiomaisiin elementteihin, Wed15-palkit kiilamaisiin elementteihin ja Pyr13-palkit pyramidimaisiin elementteihin. Elementteihin viittaavissa palkkien tunnuksissa olevat numerot tarkoittavat yhden elementin solmumäärää. Kvadraattisia elementtejä käytettiin lieriökotelon rungon ja kannen verkottamiseen, kun taas heksaedristä

elementtiverkkoa käytettiin toisen portaan kehäpyörän sekä ruuvien verkottamiseen niiden pyörähdysymmetrisen muodon takia. Kiilamaisia elementtejä muodostui inflation-toiminnon käytöstä ruuvien reikien alueelle ja pyramidimaisia elementtejä muodostui kehämäisille pinnoille eli laakerikooleihin, kehäpyörään ja ruuvien reikiin. Kokonaisuudessaan laskentageometrialle tuli solmujen määräksi 1237330 ja elementtien määräksi 657128.



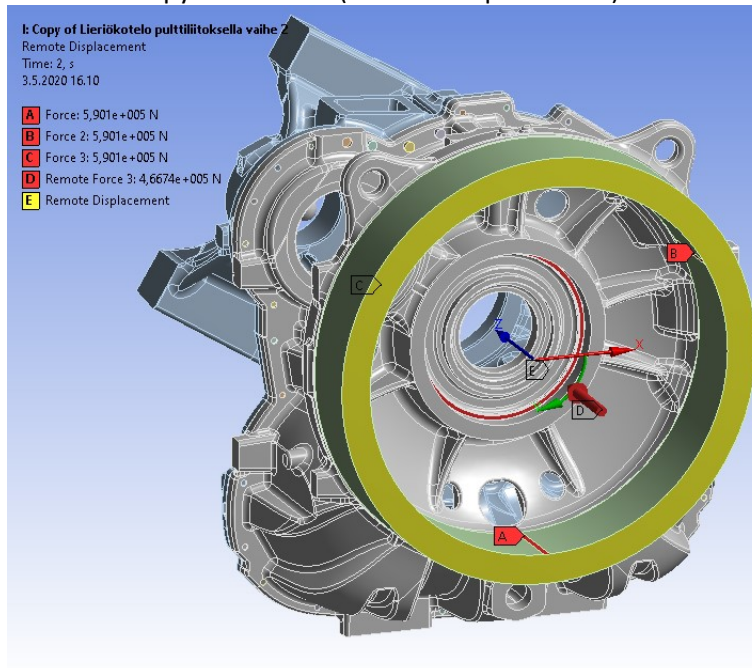
Kuvio 17. Analyysin elementtiverkon laatu

6.6 Reunaehdot

Laskentageometriaan lisättiin toisen planeettaportaon kehäpyörä, joka tuettiin roottorin puolelta remote displacement -työkalulla (ks. Kuvio 18), jolle määritettiin deformable-asetus. Tämä sallii muodonmuutokset tuetulla pinnalla ja sen käyttäytyminen on enemmän todellisuuden mukaista kuin liimatulla tuennalla.

Toisen planeettaportaon planeettapyörästä syntyvät hammastusvoimat määritettiin kehäpyörän vierintähalkaisijalle. Kolmelle planeettarynnölle luotiin virtuaalipinnat, joissa niiden aiheuttamat hammasvoimat vaikuttaisivat. Hammasvoimille määritettiin oma syklinen koordinaatisto KissSoft-hammastuslaskentaohjelman mukaisesti, jota käyttämällä pystyttiin antamaan hammastusvoimat hammastuslaskennan mukaisessa koordinaatistossa. Toisen planeettaportaon hammasvoimien lisäksi analyysissä otettiin huomioon ensimmäisen planeettaportaon hammastusten aiheuttama aksiaalivoima. Hammasvoimat on esitetty taulukossa 6. Reunaehdot on esitetty kuviossa 18 seuraavasti:

- Toisen planeettaaportaan resultantti hammasvoimat (Force 1,2 & 3)
- Ensimmäisen planeettaaportaan aksiaaliset hammasvoimat (Remote Force 3)
- Kehäpyörän tuenta (Remote Displacement)

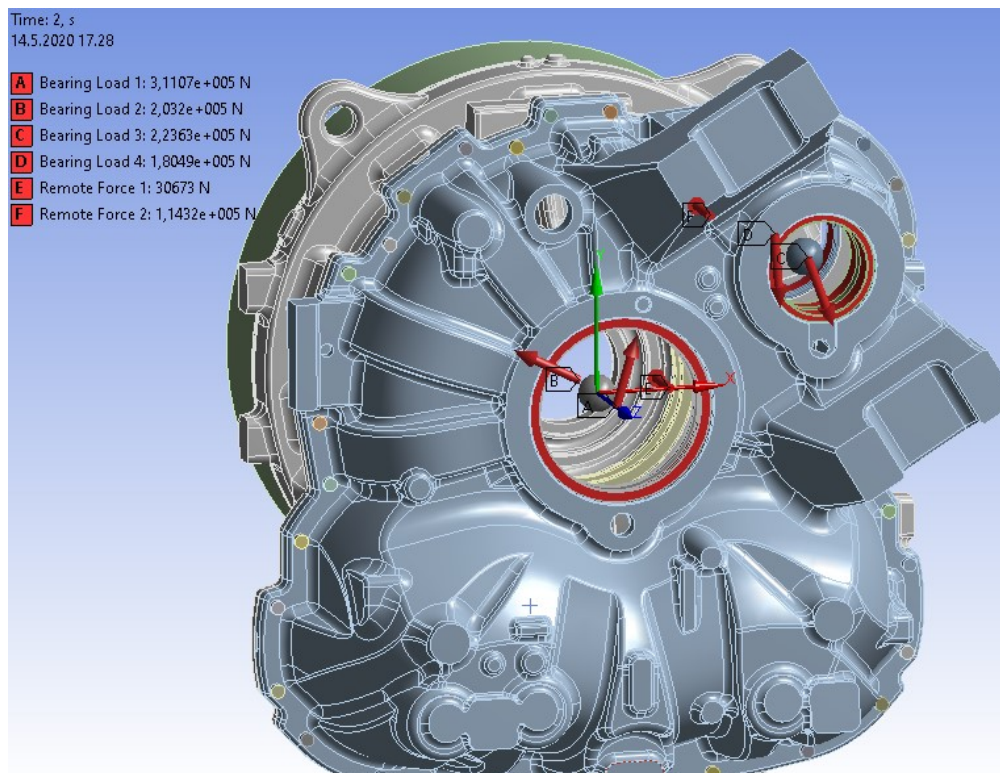


Kuvio 18. Lieriökotelon tuenta sekä ensimmäisen ja toisen planeettaaportaan hammasvoimat.

Lieriöportaassa holkkiakselin ja nopean akselin hammasrynnöstä syntyvät laakerikuormat määritettiin reunaehtoina holkkiakselin ja nopean akselin laakerikoolien laakeriuriin kuvion 19 mukaisesti. Laakerien radiaaliset ja aksiaaliset kuormat on analyysissä määritetty erillisinä reunaehtoina käyttäen bearing load -työkalua radiaalikuormien määrittämisessä ja remote force -työkalua aksiaalisten kuormien määrittämisessä. Laakerikuormat on esitetty taulukoissa 4 ja 5.

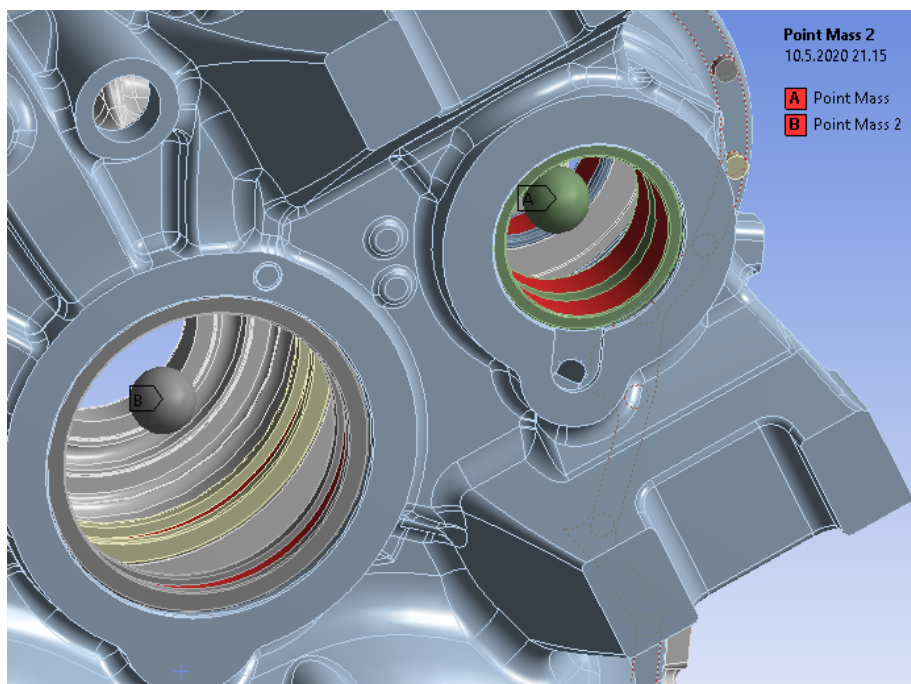
Laakerikuormien reunaehdot kuvion 19 mukaisesti:

- Holkkiakselin laakerikuormat (Bearing Load 1 (GS) & Bearing Load 2 (RS))
- Nopean akselin laakerikuormat (Bearing Load 3 (GS) & Bearing Load 4 (RS))
- Holkkiakselin laakerien aksiaalikuorma (Remote Force 1)
- Nopean akselin laakerien aksiaalikuorma (Remote Force 2)



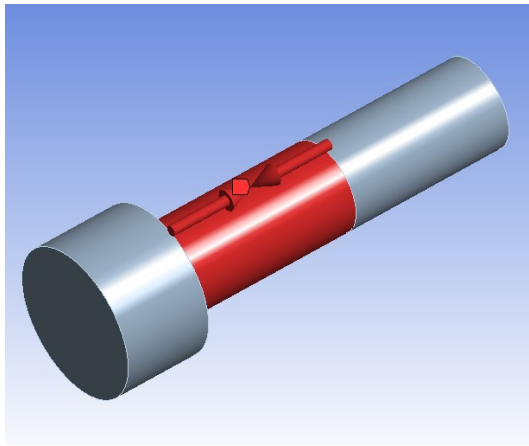
Kuvio 19. Laakerikuormien sijoittaminen laskentageometriaan.

Analyysiin lisättiin myös virtuaalisia pistemassoja kuvaamaan nopean akselin ja holkkiakselin massojen vaikutusta lieriökoteloon realistisemman laskennan kannalta. Pistemassat eivät vaadi geometrioita tai verkotusta, mikä vähentää laskenta-aikaa. Pistemassojen sijainnit on määritetty niiden korvaamien massojen keskipisteiden perusteella ja massojen kannatuspisteet on määritetty laakerikoolien laakeriuriin. Nopean akselin massa on 119,07 kg ja holkkiakselin massa on 1127,7 kg. Pistemassat on esitetty taulukossa 3.

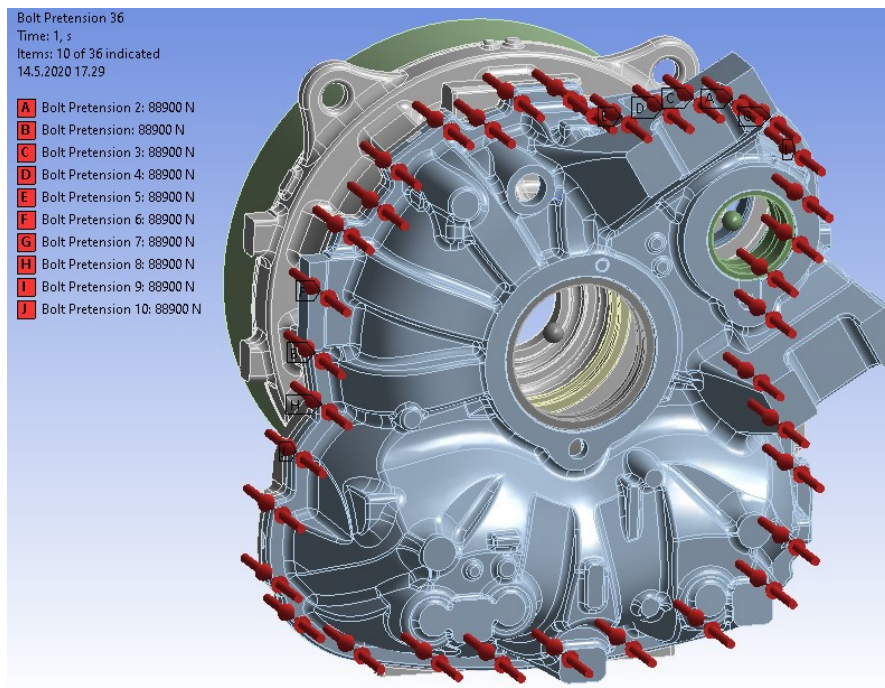


Kuvio 20. Nopean akselin (A) ja holkkiakselin (B) pistemassat.

Yksinkertaistetussa ruuviliitoksessa määritettäviä tekijöitä ovat esikiristys, ruuvin mitat, reiän koko ja kontaktit ruuvien ja kotelon osien välillä. Analyysissä käytettiin vaihteen osaluettelon mukaisesti standardin ISO 4762 mukaisia teräksisiä sinkkipinnioitettuja M20 kokoluokan ja 8.8 lujuusluokan kuusiokoloruuveja. Esikiristys määritettiin standardin VDI 2230 Annex A -laskentataulukon mukaan, missä esikiristys määritellään ruuvin koon, lujuusluokan ja kierteen materiaalin kitkakertoimen perusteella. Edellä mainittujen analyysissä käytettyjen ruuvien mukaisesti 0,14 kitkakertoimella esikiristyksen suuruudeksi määräytyi 127 kN. Kotelon kannen asentamisessa on olemassa kuitenkin epävarmuus esikiristyksen suhteen ja koska momenttia ei voida varmistaa ja mitata, niin esikiristyksen voidaan olettaa jäävän taulukkoarvoa pienemmäksi, minkä takia tässä työssä esikiristyksen taulukkoarvoon otettiin huomioon 0,7:n kerroin varmuuden lisäämiseksi, jolloin myös esikiristyksen suuruudeksi tuli 88,9 kN. (VDI 2230-1:2015-11, 109). Esikiristykset on esitetty taulukossa 3.



Kuvio 21. Yhden ruuvin esikiristyksen sijoittaminen.



Kuvio 22. Esikiristysvoimat

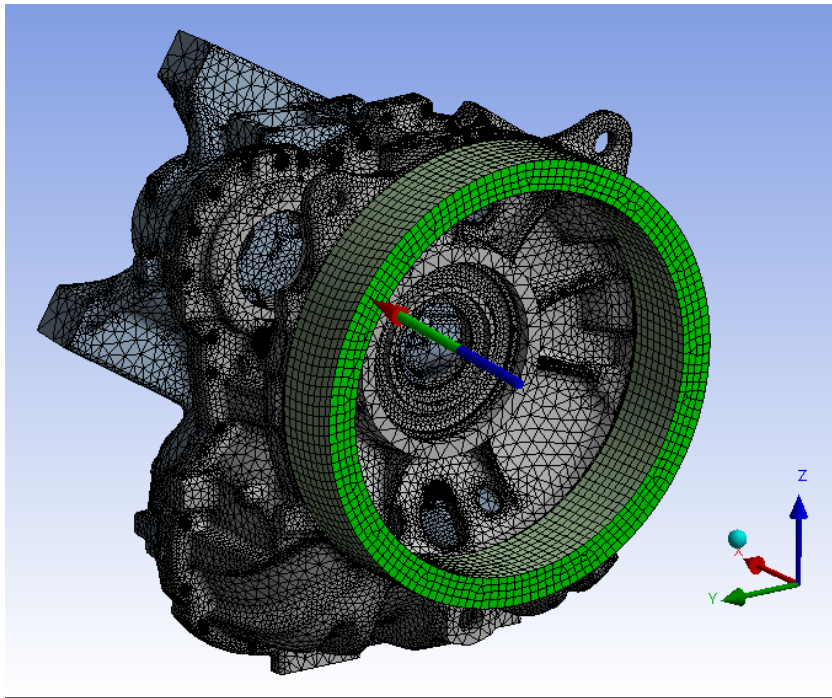
Ruuviliitoksen kontakteissa määritettiin ruuveille oma kontaktijoukko ja lieriökotelon kannelle ja rungolle oma kontakti. Ruuvien kontaktijoukossa ruuvien ja reikien kierteiden välille sekä ruuvien kantojen ja reikien upotusten välille määritettiin liimatut liitokset. Lieriökotelon kannen ja runko-osan välille määritettiin kitkaliitos, jotta ruuvien esikiristystä pystyttäisiin simuloimaan realistisemmin. Näiden

kontaktien lisäksi toisen planeettaportaon kehäpyörän ja lieriökotelon runko-osan välillä on liimattu kontakti.

6.7 Analyysin kuorma-askeleet

Lieriökotelon analyysissä on kolme kuorma-askelta, joista jokaiselle on määritetty omat reunaehdot. Ensimmäisessä kuorma-askeleessa ruuveille asetetaan kiristysmomenttia vastaava esikiristysvoima ja gravitaatio sekä holkkiakselin ja nopean akselin massat alkavat vaikuttamaan. Toisessa kuorma-askeleessa ruuvit lukittuvat ja sisääntulomomentista syntyvät laakerikuormat lieriöportaassa ja hammasvoimat toisessa planeettaportaassa sekä ensimmäisessä planeettaportaassa alkavat vaikuttamaan. Kolmannessa kuorma-askeleessa ruuvit ovat edelleen lukittuna ja sisääntulomomentin suunta vaihtuu, jolloin siitä syntyvien laakerikuormien ja hammasvoimien suuruudet ja suunnat muuttuvat.

Analyysissä kuormituksista syntyviä tukireaktioita (ks. Taulukko 7) tutkitaan reunaehtona käytettävästä kehäpyörän tuentapinnasta (ks. Kuvio 23). Kaikkien analyysissä käytettävien kuormitusten suunnat ovat kuviossa 23 näkyvän globaalien koordinaatiston mukaisia hammasvoimia (ks. Taulukko 6) lukuunottamatta, jotka määräytyvät kuvion 18 mukaisen syklisen koordinaatiston mukaan. Hammasvoimissa F_t on y-akselin, F_a on z-akselin ja F_r on x-akselin mukainen. Kuormitukset ja tukireaktiot on esitetty taulukoissa 3-7.



Kuvio 23. Tukireaktioiden tarkastelupiste ja globaali koordinaatisto

Taulukko 3. Koko analyysin läpi vaikuttavat reunaehdot.

Kaikissa kuorma-askeleissa vaikuttavat reunaehdot		
Gravitaatio 5 asteen kallistuskulmassa (m/s^2)	Holkkiakselin pistemassa (kg)	Nopean akselin pistemassa (kg)
9,81	1127,7	119,07
Kuorma-askel	Esikiristys (N)	
1	88900	
2	0 (lukittu)	
3	0 (lukittu)	

Taulukko 4. Nopean akselin (HSS) laakerikuormat. GS - generaattorin puoleinen laakeri, RS - roottorin puoleinen laakeri.

Kuorma-askel	HSS				
	GS x (N)	GS y (N)	GS z (N)	RS z (N)	RS y (N)
1	0	0	0	0	0
2	-114320	78013	-209540	-180020	13004
3	114320	-215290	117010	-113400	-111770

Taulukko 5. Holkkiakselin (HS) laakerikuormat.

Kuorma-askel	HS				
	GS x (N)	GS y (N)	GS z (N)	RS z (N)	RS y (N)
1	0	0	0	0	0
2	-30673	90169	297720	91814	-181270
3	-259290	33770	-214120	-16266	293270

Taulukko 6. Toisen ja ensimmäisen planeettaportaan hammasvoimat ja ruuvien esikivistysvoimat.

Kuorma-askel	2. planeettaportas. Voimat/planeettapyörä.			1. planeettaportas
	Ft (N)	Fa (N)	Fr (N)	Fa (N)
1	0	0	0	0
2	542670	48328	266900	466740
3	-542670	-48328	-266900	-466740

Jokaisesta kuorma-askeleesta tehtiin erikseen tukireaktioiden tarkastelu tuetusta kehäpyörän roottorin puoleisesta pinnasta laskentageometrian tasapainoisuuden määrittämiseksi ja analyysin luotettavuuden varmistamiseksi. Tukireaktiot ovat lähellä kuormitusten arvoja, eikä voimien suuruuteen nähden suuria eroja ollut, joten tulosten perusteella voidaan päätellä analyysin olevan luotettava tasapainoisuuden suhteen.

Taulukko 7. Kuormien summat suunnittain ja niiden tukireaktiot

	Suunta	Kuormien summa (N)	Tukireaktiot (N)
Kuorma-askel 1	X	4429	-4490
	Y	0	0
	Z	-50822	51325
Kuorma-askel 2	X	471160	-471220
	Y	6	721
	Z	-50848	51087
Kuorma-askel 3	X	-725265	752200
	Y	-20	-621
	Z	-50798	51488

7 Tulokset

Laskennassa tuloksiin vaikuttaa paljon lieriökotelon kannen ja runko-osan ruuviliitos, jonka alueella syntyy suuria jännityksiä ruuvien esikiristysten ja kontaktien takia. Näitä tuloksia ei ole otettu huomioon kotelon jännitysten tarkastelussa, joten ruuviliitoksen alueelta on ruuvien reikien kierteiden kohdalta otettu named selection -työkalun avulla solmuja ja elementtejä pois jännityskeskittymien poistamiseksi tarkastelusta, säilyttäen silti kotelon kannen ja rungon välisen kitkallisen liitospinnan, jota työssä halutaan myös tarkastella.

Tuloksissa vertailtiin vetopääjännitysten ja puristus pääjännitysten varmuuksia lieriökotelon materiaalin myötöön nähden (ks. taulukko 2). Taulukossa 8 on kirjattuna vetopääjännitykset ja puristus pääjännitykset lieriökotelon rungossa ja kannessa. Varmuuksia vertailemalla voidaan todeta vetopääjännitysten olevan puristus pääjännityksiä kriittisempiä. Myös lujuusteknisistä syistä vetopääjännitykset ovat kriittisempiä, sillä ne pyrkivät avaamaan säröjä, aiheuttaen väsymisvaurioita rakenteessa. Vetopääjännitykset ovat siis kriittisempiä suhteessa kappaleen kestoon kuin puristus pääjännitykset. Sekä vetopääjännityksillä, että puristus pääjännityksillä tulisi tehdä hotspotien keskiarvoisten ja ei-keskiarvoisten jännitystulosten vertailu, mutta tässä työssä tyydytään tekemään jännitysten vertailuja pelkästään vetopääjännityksillä.

Taulukko 8. Vetopääjännitysten ja puristus pääjännitysten varmuus myötöön

		Maksimivetopääjännitys (Mpa)	Minimipuristus pääjännitys (Mpa)	n_{veto}	n_{puristus}
Vaihe 2	Runko	99,7	-65,7	2,00	3,95
	Kansi	44,0	-70,5	4,54	3,68
Vaihe 3	Runko	85,1	-96,0	2,35	2,70
	Kansi	120,0	-90,5	1,66	2,87

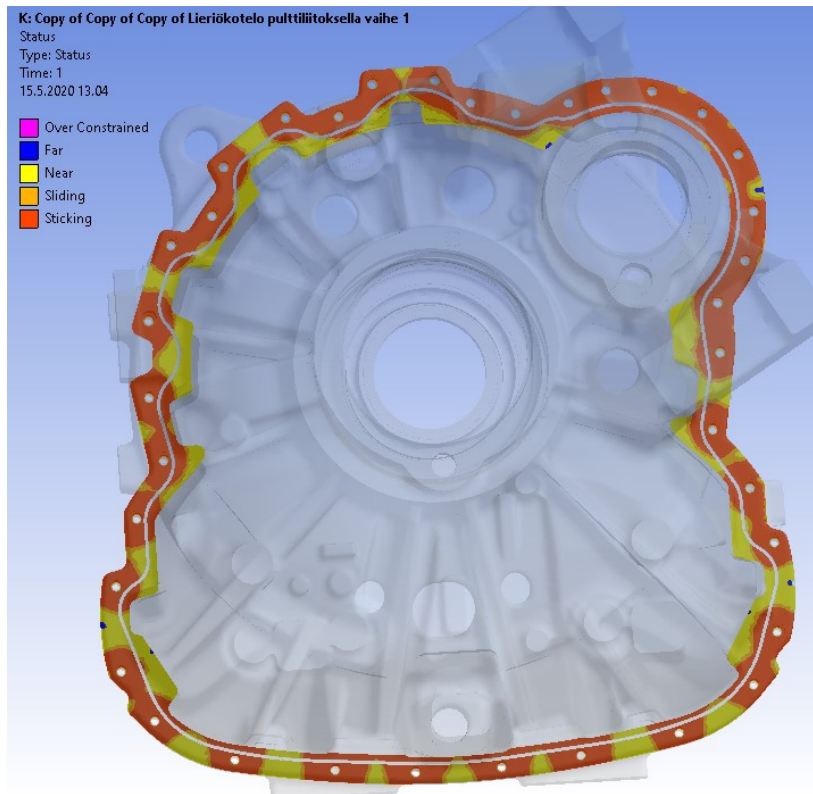
Hotspotien osalta vertailtiin lieriökotelon vetopääjännityksien keskiarvoisia ja ei-keskiarvoisia tuloksia keskenään, sillä niiden avulla voidaan perustella tulosten luotettavuutta. Jos keskiarvoisten ja ei-keskiarvoisten tulosten erotus on alle 5% useammassa jännityskeskittymässä, voidaan todeta tulosten olevan luotettavia.

Keskiarvoisista ja ei-keskiarvoisista jännityksistä kerrottiin tarkemmin kappaleessa 5.6. Kuvioissa 24-31 tutkitaan lieriökotelon rungon ja kannen välisen liitoksen tiiveyttä, kitkasta syntyviä jännityksiä ja paineita. Kuvioissa 32-66 tutkitaan eri kuorma-askelten jännityksiä ja muodonmuutoksia. Vetopääjännityksien ja puristus pääjännityksien lisäksi työssä tutkittiin Von Mises -jännityksiä, jonka avulla voidaan huomioida kaikki pääjännitykset ja näin tutkia jännityskeskittymiä monipuolisemmin. Kuvioista 40,48,57 ja 65 nähdään, että Von Mises -jännitysten keskittymiä muodostuu samoille alueille kuin vetopääjännityksiä ja puristus pääjännityksiä.

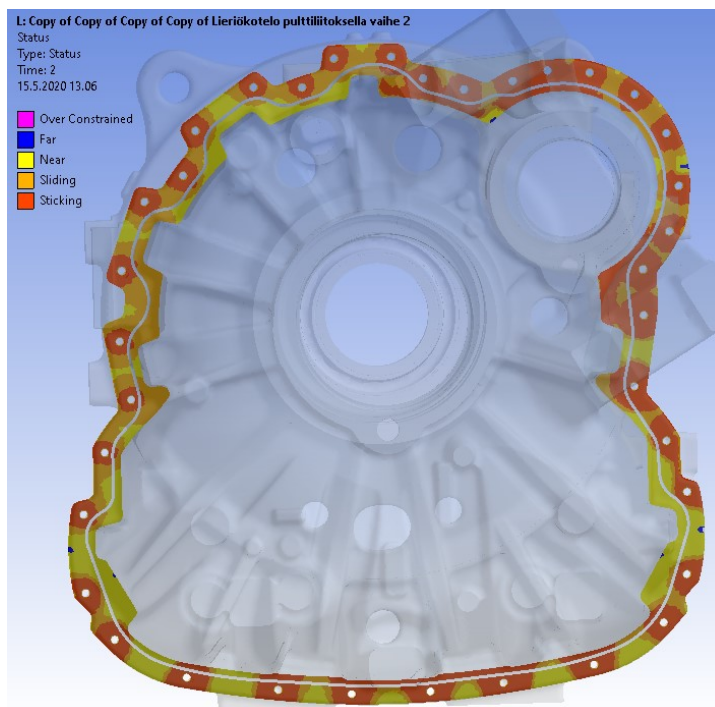
7.1 Analyysin kuorma-askel 1

Lieriökotelon analyysin ensimmäisessä kuorma-askeleessa tarkasteltiin lieriökotelon kannen ja rungon välistä ruuviliitosta ja sitä, miten ruuvien esikiristys ja toisessa kuorma-askeleessa aktiiviset vaihteiden kuormitukset vaikuttavat siihen. Ruuviliitoksen kontaktin arvoja vertaillaan kuorma-askelten 1 ja 2 välillä, sillä kuormitusten kannalta nämä kaksi kuorma-askelta ovat minimi- ja maksimitapaus.

Kuvioista 24 ja 25 nähdään, että liitospinnan tila on kummassakin tapauksessa lähes samanlainen. Ruuvien ympäriltä liitos tarrautuu hyvin, mutta alueilla, jossa ruuvien välissä on tarpeeksi etäisyyttä, liitospinnat eivät ole täysin kiinni toisissaan. Jos analyysissä käytettävään geometriaan lisättäisiin tiivisteen malli, olisi liitoksen tilajakaumassa todennäköisesti enemmän tartuntaa

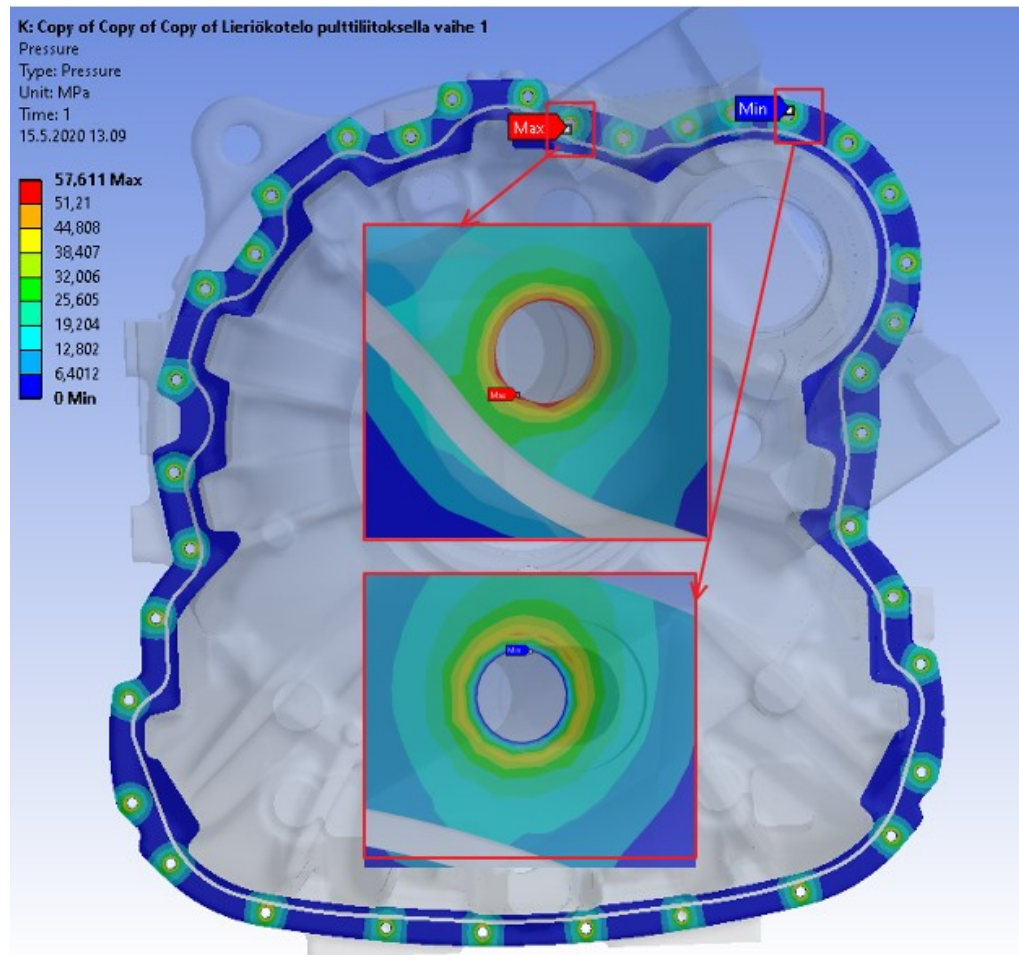


Kuvio 24. Kuorma-askeleen 1 ruuviliitoksen tilajakauma

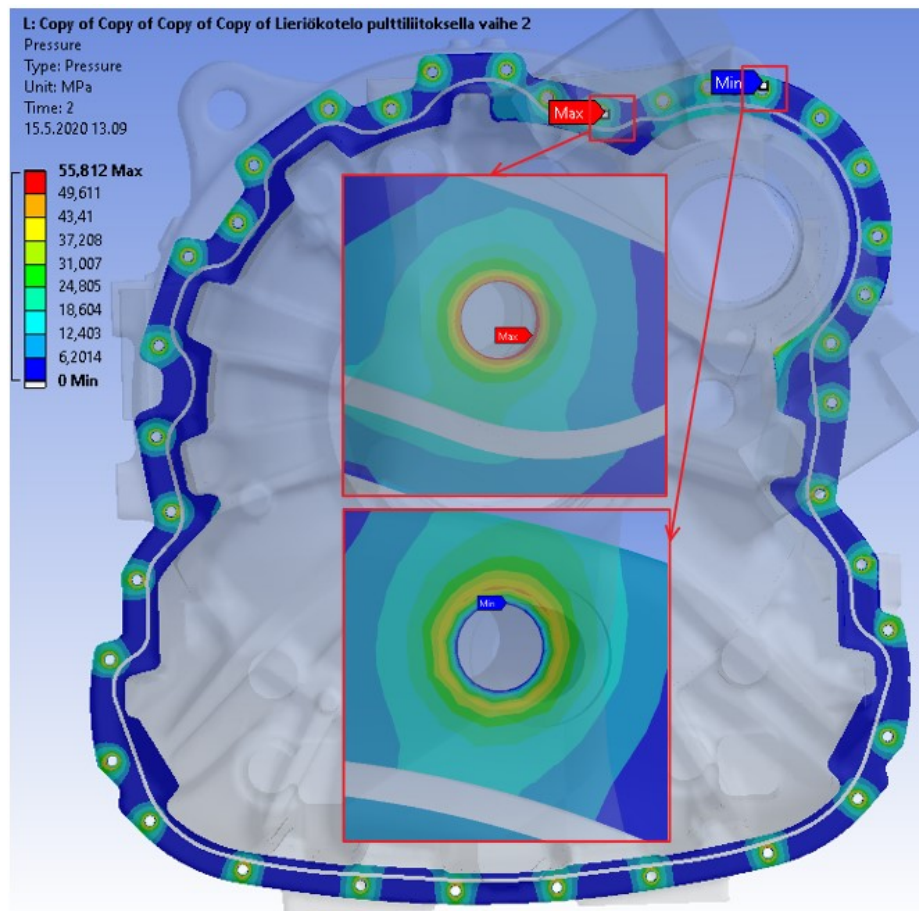


Kuvio 25. Kuorma-askeleen 2 ruuviliitoksen tilajakauma

Liitoksen painekartoituksesta kuvioissa 26 ja 27 nähdään, että roottorin puolelta asennettujen ruuvien reikien kehille muodostuu suurimmat paineet, kun taas generaattorin puolelta asennettujen ruuvien reikien kehät ovat lähempänä minimipainetta. Painearvojen asteikosta nähdään, että kuorma-askeleiden välillä ei ole suurta muutosta paineiden suhteen

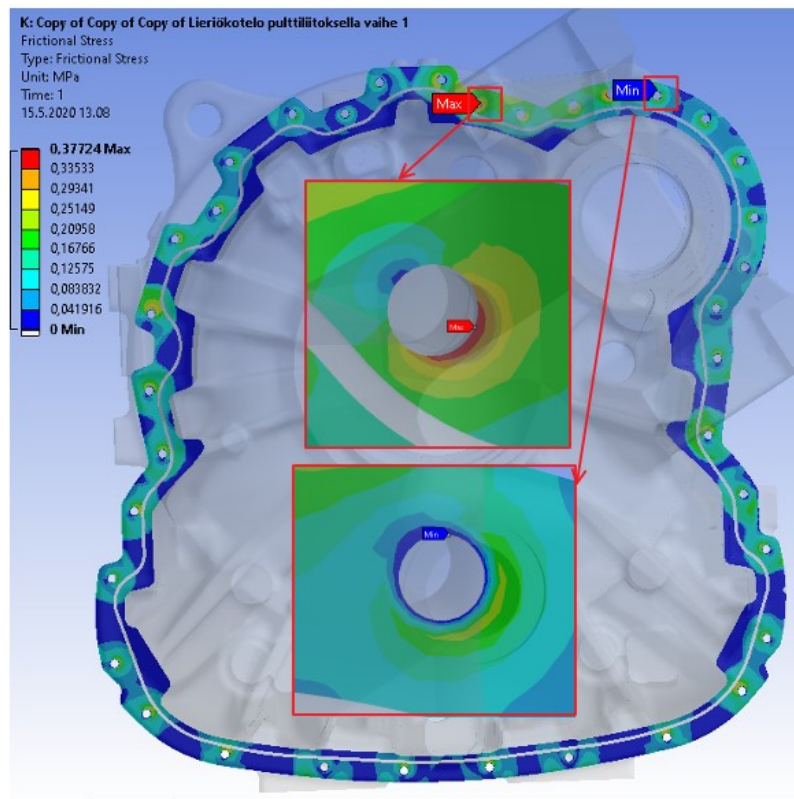


Kuvio 26. Kuorma-askel 1 liitospinnan paineet

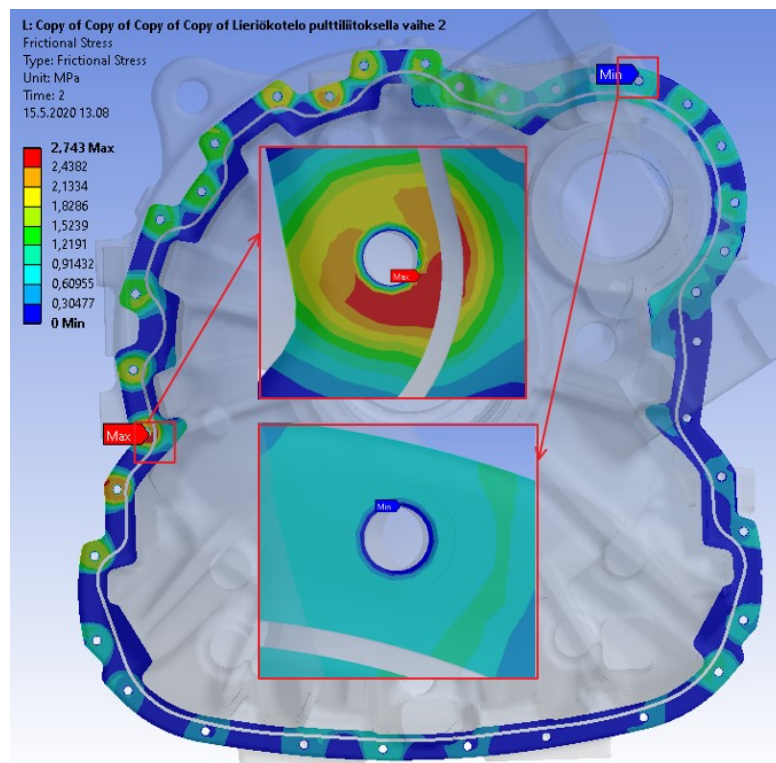


Kuvio 27. Kuorma-askel 2 liitospinnan paineet

Kuvioita 28 ja 29 tutkimalla voi huomata, että kuorma-askeleessa 2 sisääntulomomentista syntyvät hammasvoimat ja laakerikuormat kasvattavat liitoksessa kitkasta syntyviä jännityksiä. Kitkasta syntyvät jännitykset ovat kuitenkin todella pieniä suhteessa muihin liitosta kuormittaviin tekijöihin, joten voidaan todeta, että liukumista ei tapahdu tai se on liitoksen pitävyyden kannalta huomattavan pientä.

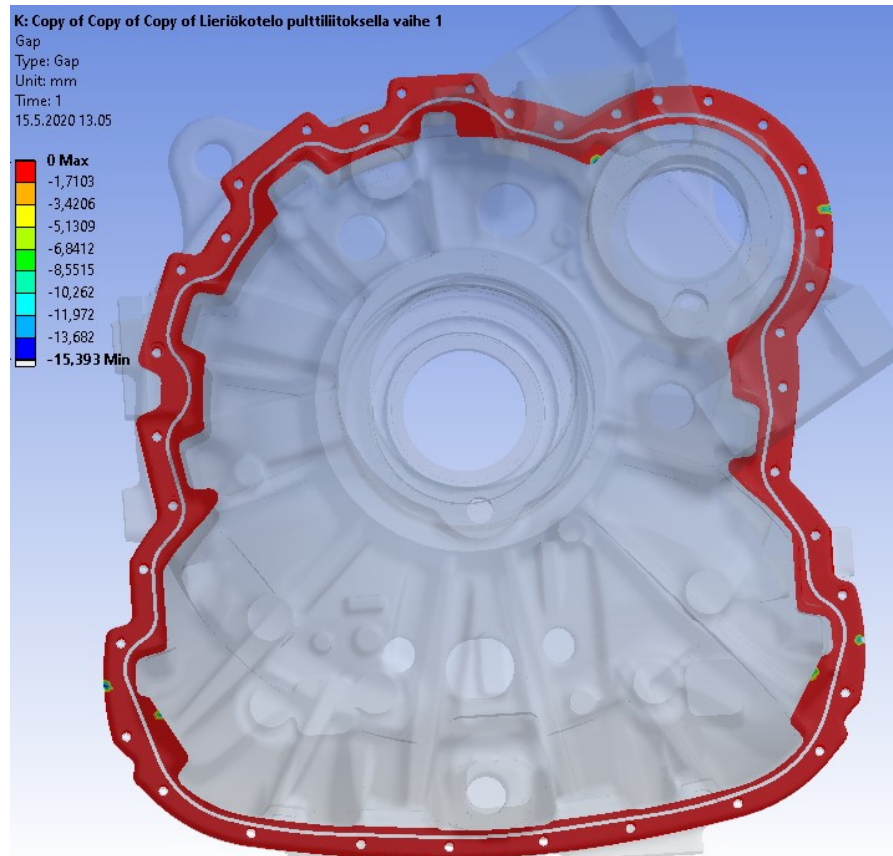


Kuvio 28. Kuorma-askeleen 1 kitkasta aiheutuvat jännitykset liitoksessa

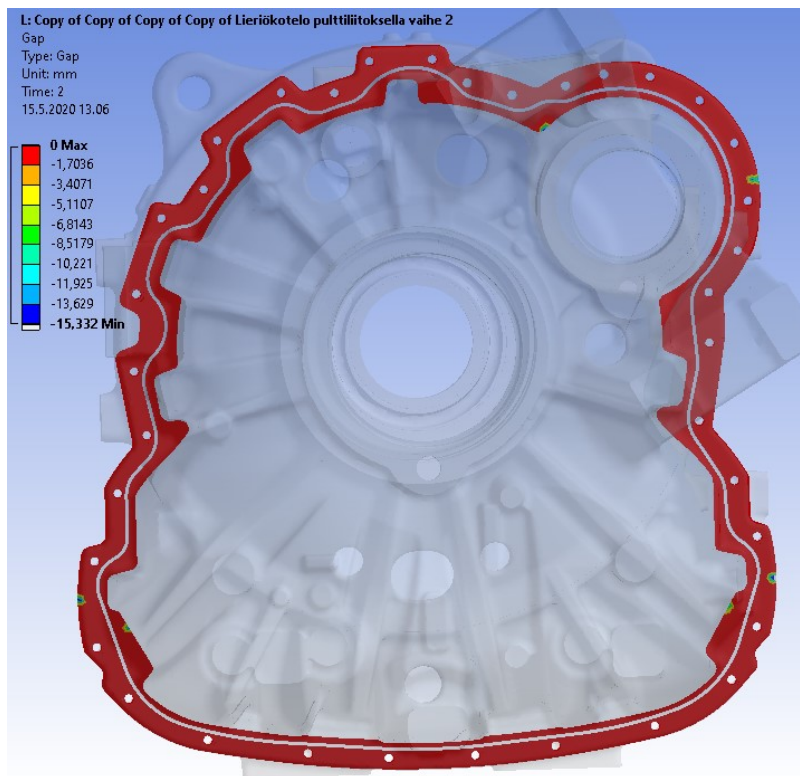


Kuvio 29. Kuorma-askeleen 2 kitkasta aiheutuvat jännitykset liitoksessa

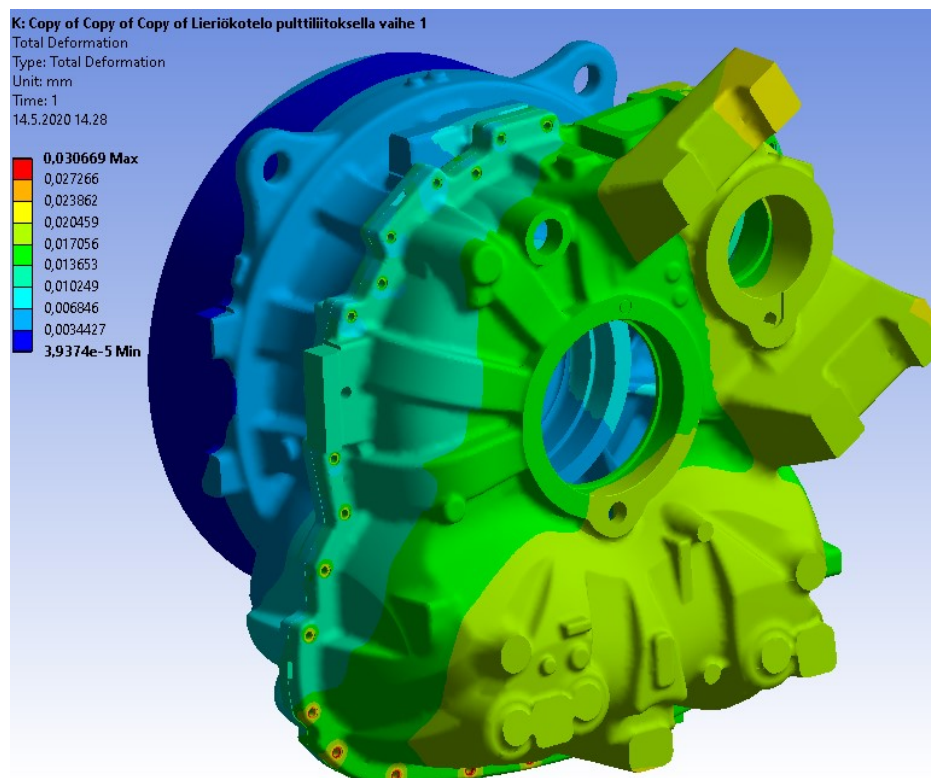
Ruuviliitoksen tiiveyttä tarkastellaan liitospintojen erotuksella. Kuvioissa 30 ja 31 on esitetty liitospintojen erotusjakauma. Erotusjakaumasta voidaan päätellä liitoksen olevan tiivis. Jakaumassa kuitenkin esiintyy kohtia, joissa erotus on yli 15 mm, mutta ne johtuvat kotelon geometriasta, eikä näissä kohdissa ole tarkoitus olla kontaktipintaa. Kuorma-askeleen 2 kuormituksilla ei tässä tapauksessa ole merkittäviä vaikutuksia liitokseen.



Kuvio 30. Kuorma-askel 1 liitospintojen erotus



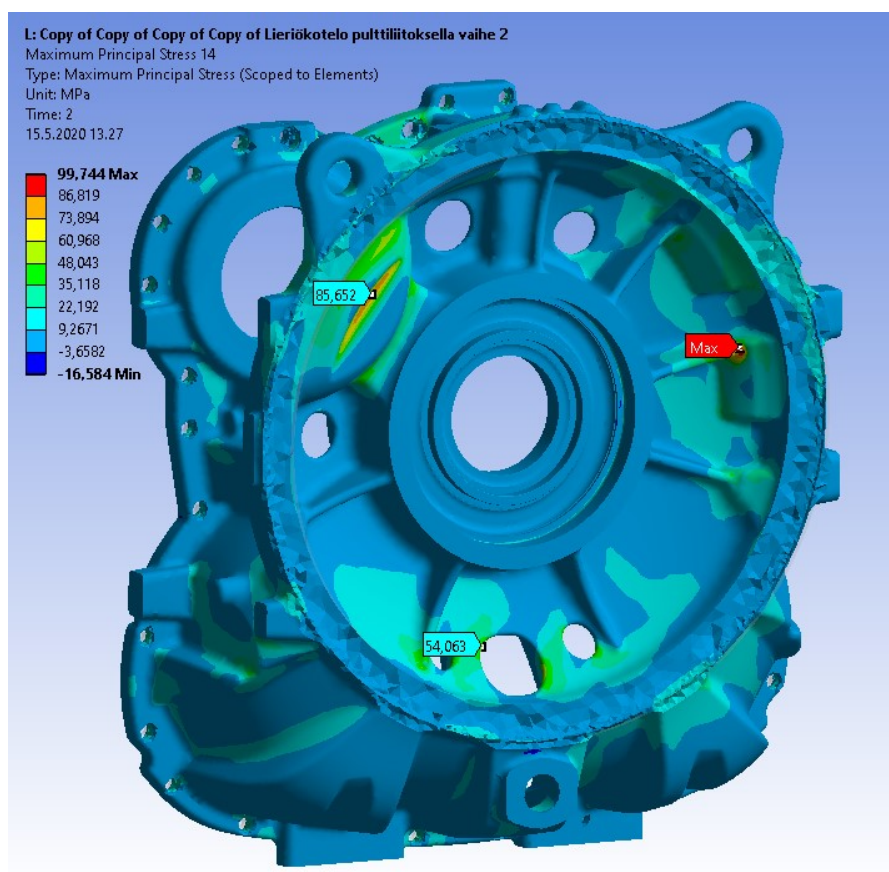
Kuvio 31. Kuorma-askeleen 2 liitospintojen erotus



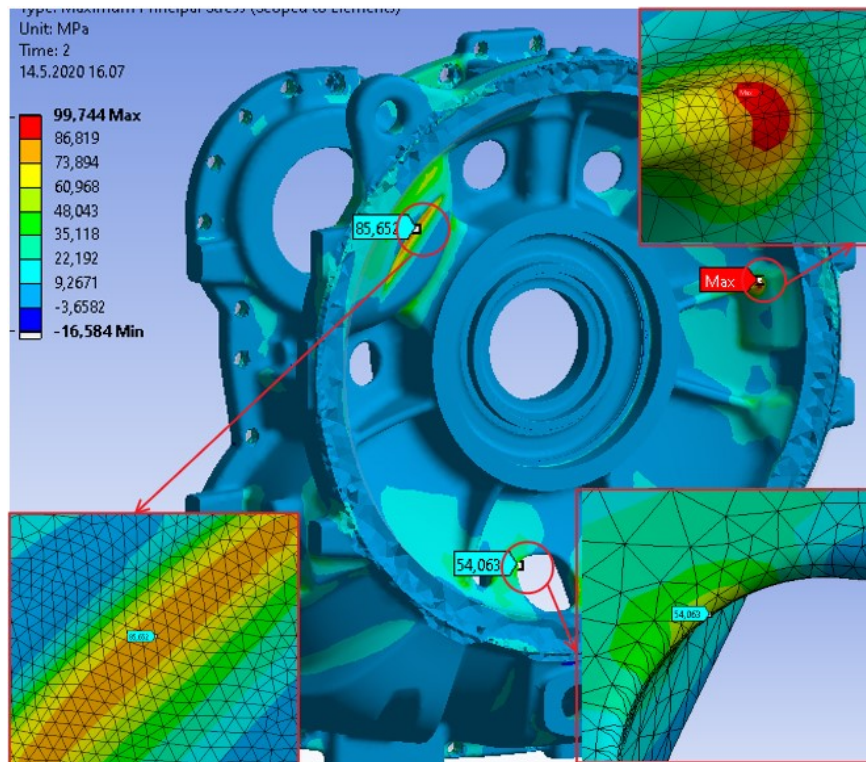
Kuvio 32. Kuorma-askeleen 1 muodonmuutokset

7.2 Analyysin kuorma-askel 2

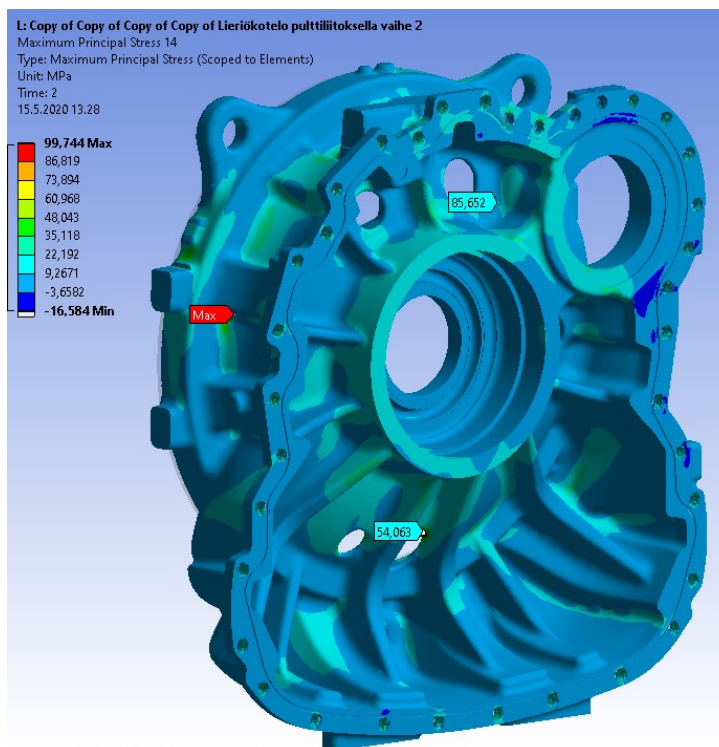
Kuvioista 33-48 selviää lieriökotelon analyysin toisen kuorma-askeleen kannen ja rungon keskiarvoiset ja ei-keskiarvoiset vetopääjännitykset, joiden vertailua voidaan käyttää tulosten luotettavuuden arvioinnissa. Kuten kuvioista näkyy, jännitysten ero ei ole keskiarvoisten ja ei-keskiarvoisten välillä kovin suuri ja niiden erotuksen suuruus on alle 5%:n luokkaa, mikä tekee tuloksista luotettavia. Kuvioista selviää myös puristuspääjännitykset, mutta vetopääjännitysten ollessa merkittävämpiä lieriökotelon varmuuden suhteen, ei niitä tarkistella tarkemmin. Puristusjännitysten tarkastelussa ongelmalliseksi osoittautui ruuviliitos, jonka alueille suurimmat puristusjännitykset sijoittuvat, mikä myös osoittaa puristuspääjännitysten olevan keskimäärin pienempiä liitosalueen ulkopuolella rungon ja kannen pinnoilla vetopääjännityksiin verrattuna.



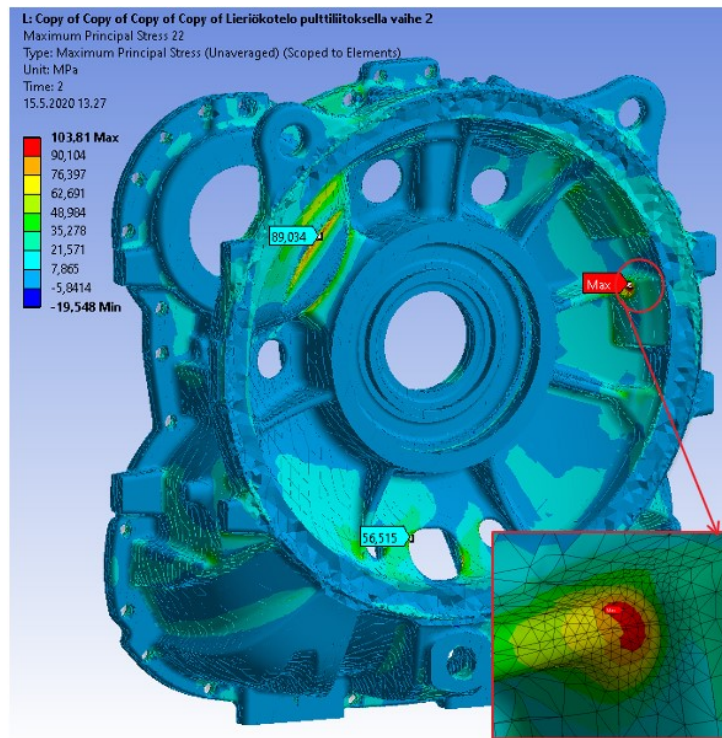
Kuvio 33. Kuorma-askeleen 2 keskiarvoiset vetopääjännitykset rungossa (RS puoli)



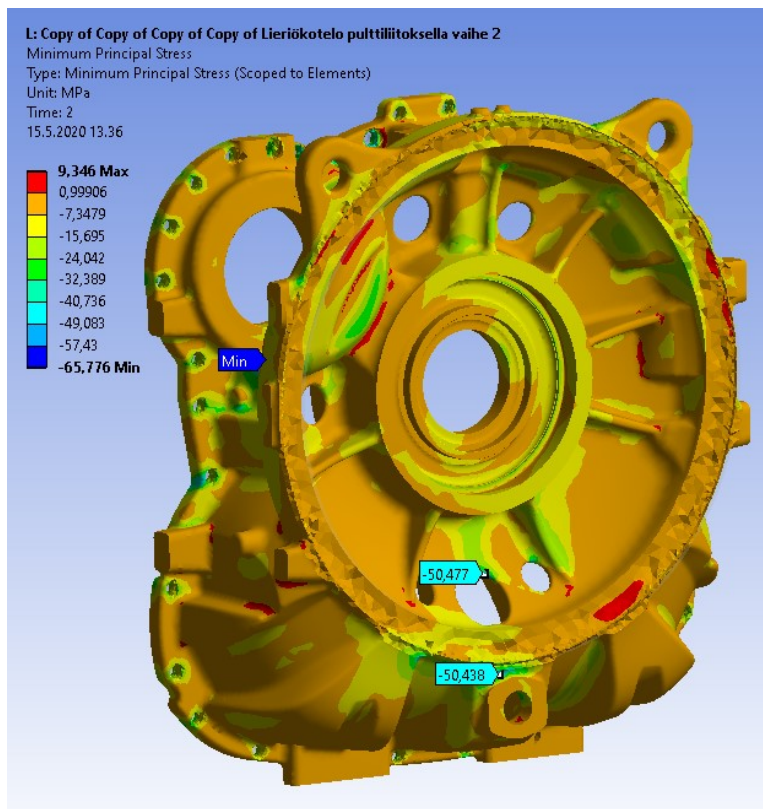
Kuvio 34. Kuorma-askeleen 2 keskiarvoisten vetopääjännitysten hotspotit rungossa (RS puoli)



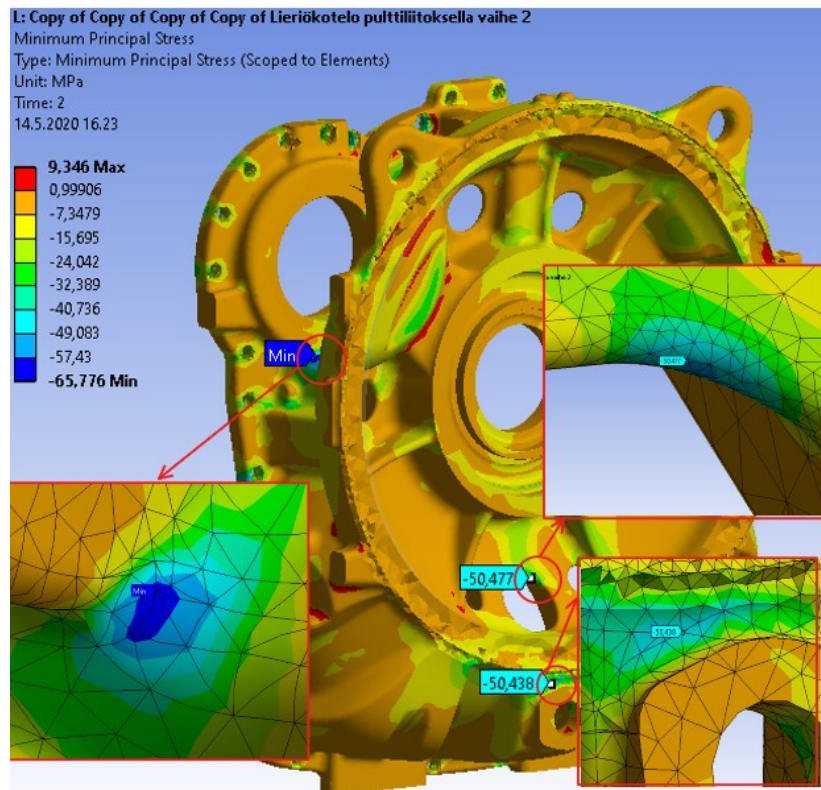
Kuvio 35. Kuorma-askeleen 2 keskiarvoiset vetopääjännitykset rungossa (GS puoli)



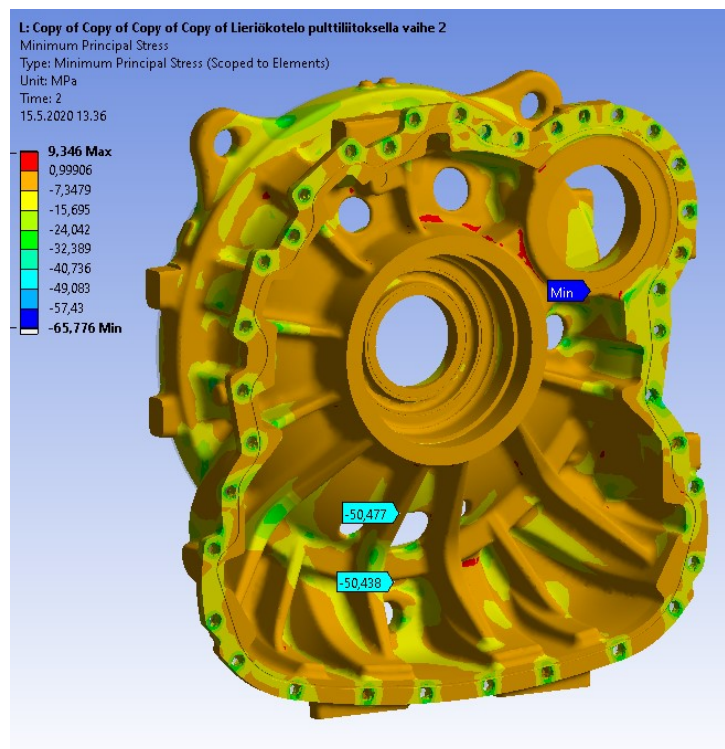
Kuvio 36. Kuorma-askeleen 2 ei-keskiarvoiset vetopääjännitykset rungossa



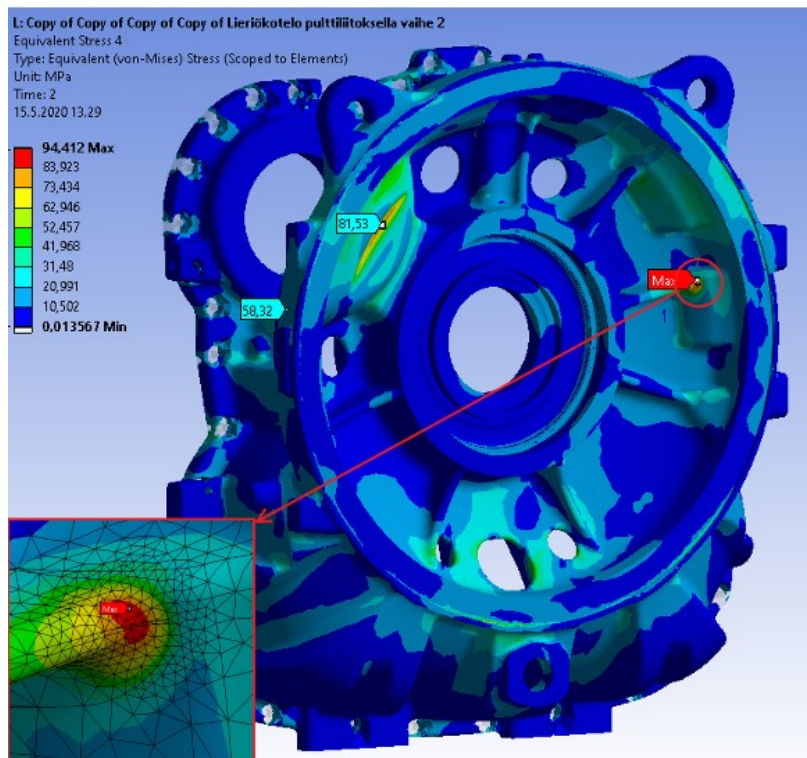
Kuvio 37. Kuorma-askeleen 2 puristus pääjännitykset rungossa (RS puoli)



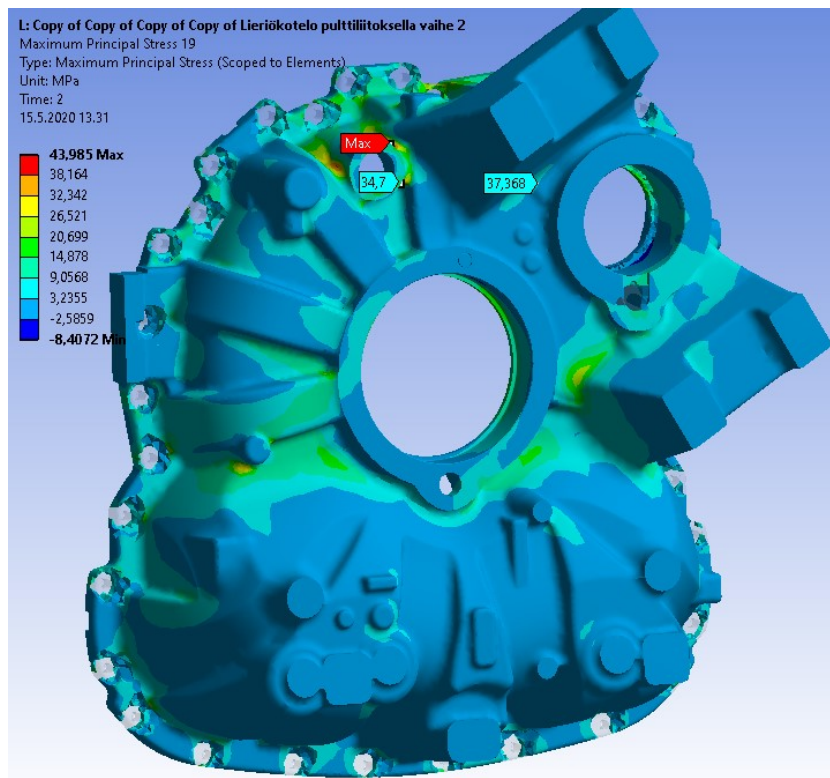
Kuvio 38. Kuorma-askeleen 2 puristus pääjännitysten hotspotit rungossa (RS puoli)



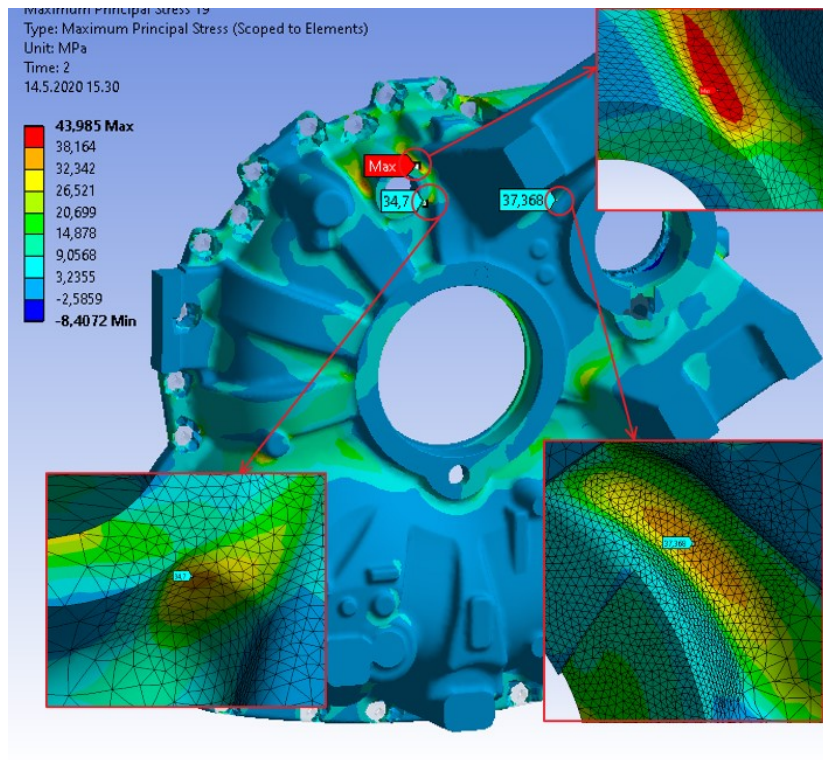
Kuvio 39. Kuorma-askeleen 2 puristus pääjännitykset rungossa (GS puoli)



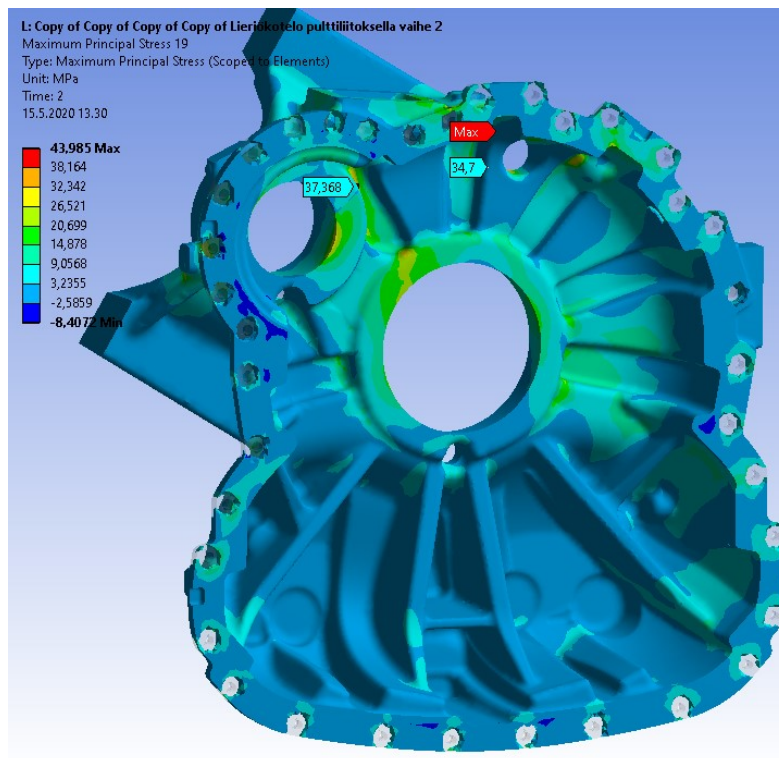
Kuvio 40. Kuorma-askeleen 2 Von Mises -jännitykset rungossa



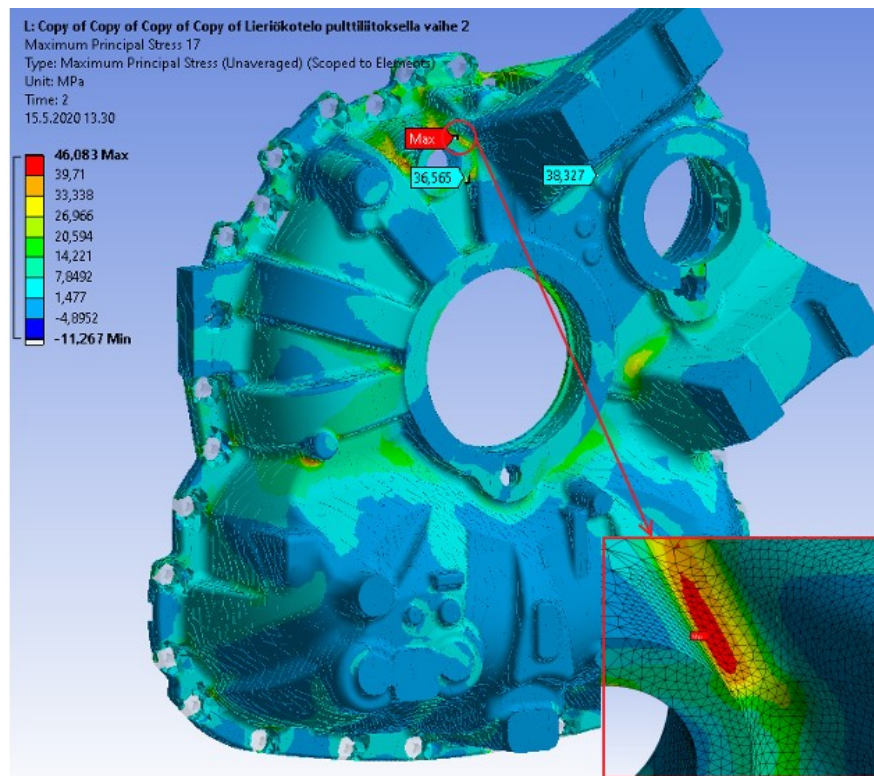
Kuvio 41. Kuorma-askeleen 2 keskiarvoiset vetopääjännitykset kannessa (GS puoli)



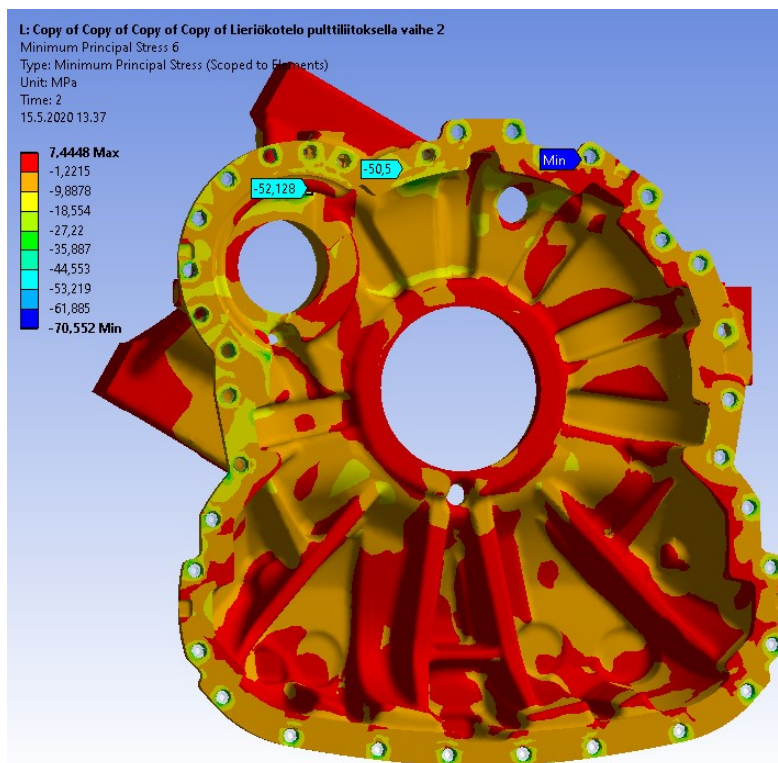
Kuvio 42. Kuorma-askeleen 2 keskiarvoisten vetopääjännitysten hotspotit kannessa (GS puoli)



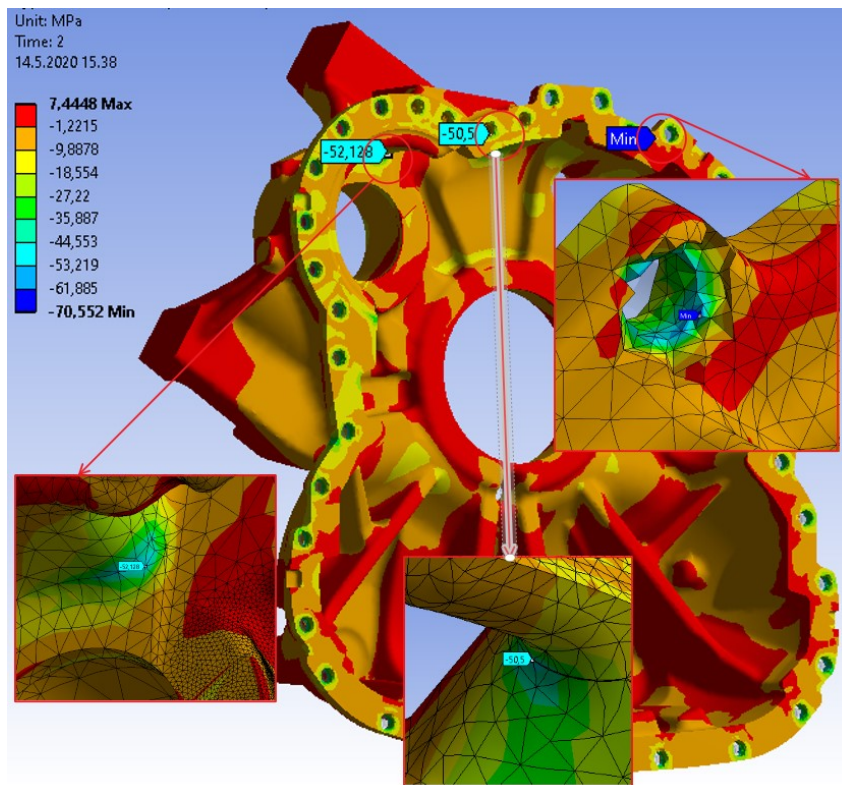
Kuvio 43. Kuorma-askeleen 2 keskiarvoiset vetopääjännitykset kannessa (RS puoli)



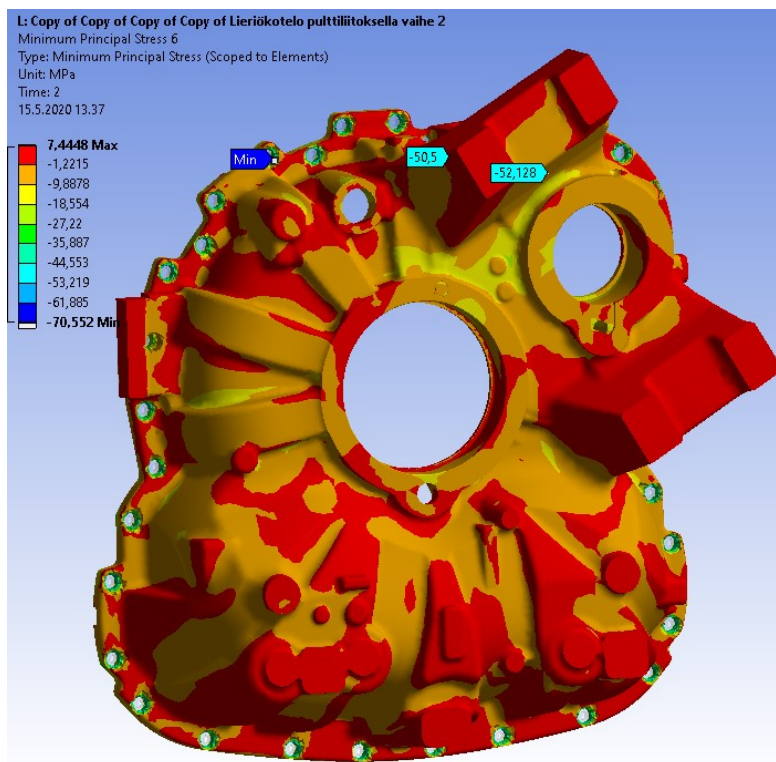
Kuvio 44. Kuorma-askeleen 2 ei-keskiarvoiset vetopääjännitykset kannessa



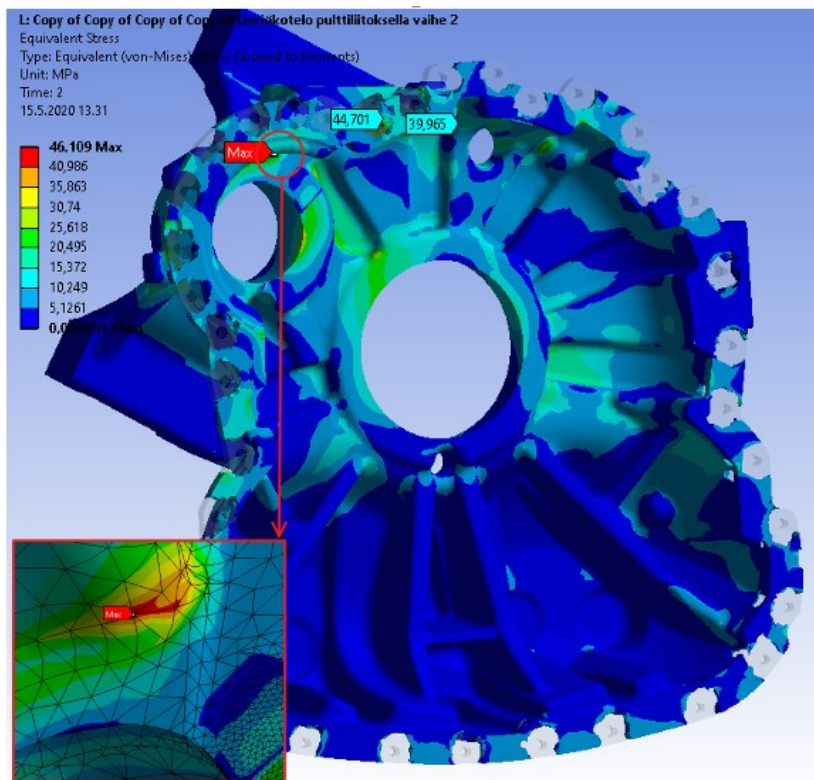
Kuvio 45. Kuorma-askeleen 2 puristus pääjännitykset kannessa (RS puoli)



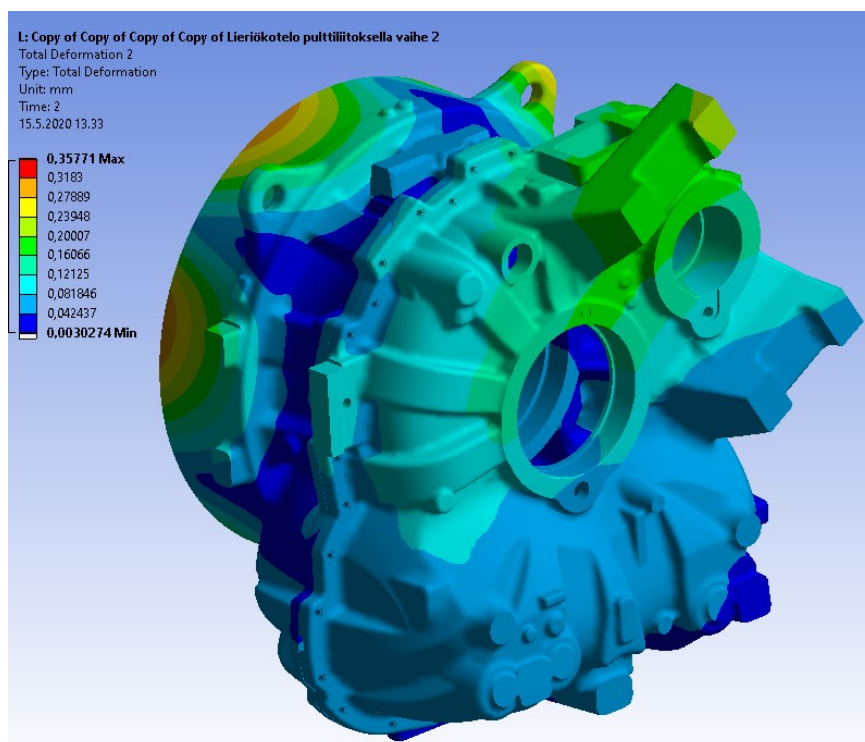
Kuvio 46. Kuorma-askeleen 2 puristus pääjännitysten hotspotit kannessa (RS puoli)



Kuvio 47. Kuorma-askeleen 2 puristus pääjännitykset kannessa (GS puoli)



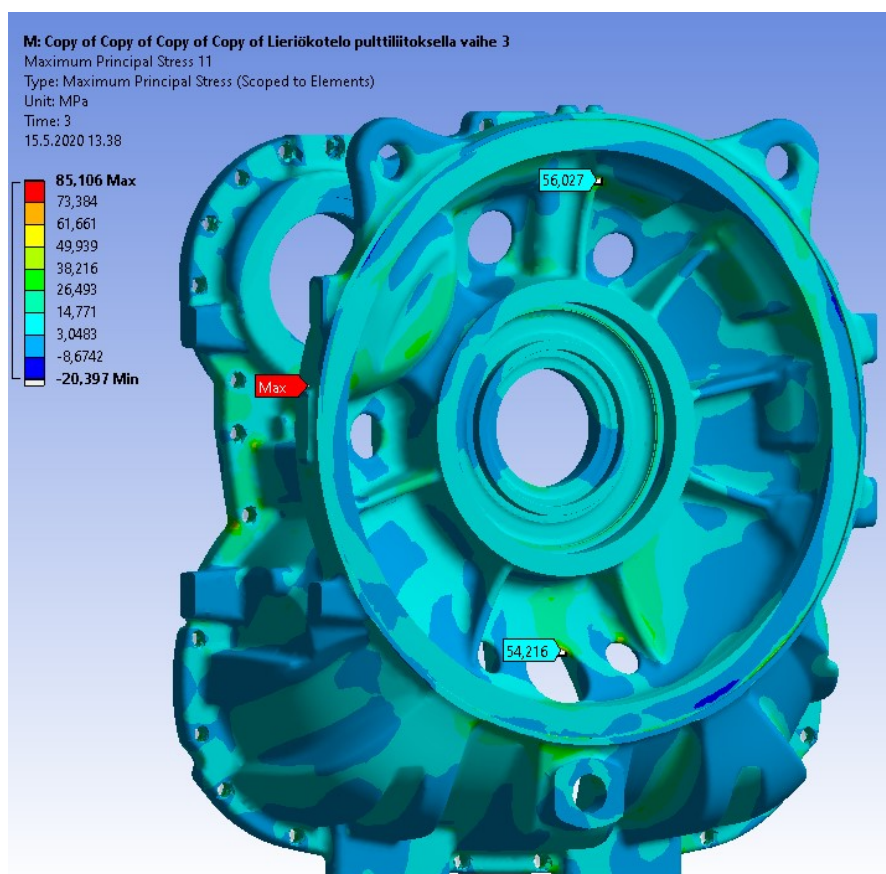
Kuvio 48. Kuorma-askeleen 2 Von Mises -jännitykset kannessa



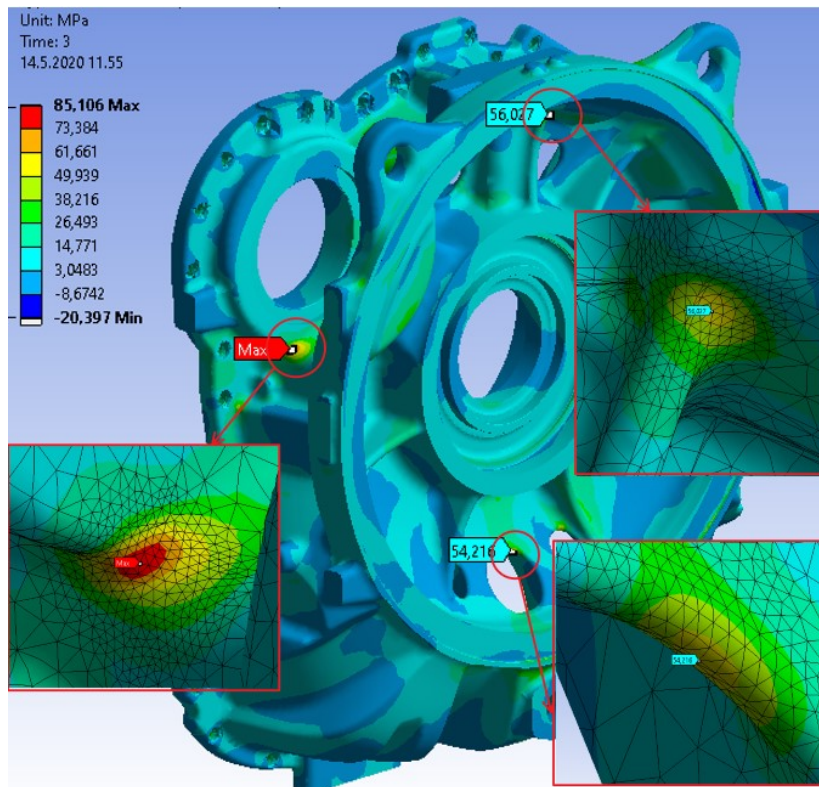
Kuvio 49. Kuorma-askeleen 2 muodonmuutokset

7.3 Analyysin kuorma-askel 3

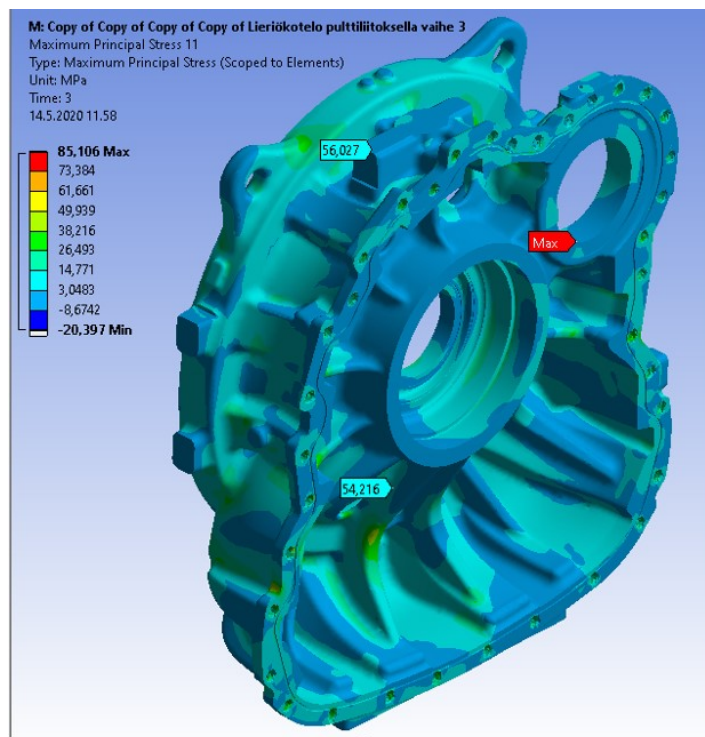
Lieriökotelon analyysin kolmannessa kuorma-askeleessa vaihteiden pyörimisen suunta on vastakkainen toiselle kuorma-askeleelle, mikä myös vaikuttaa jännitysten ja muodonmuutosten tuloksiin. Kuvioista 50-65 selviää kolmannen vaihteen vetopääjännitysten keskiarvoiset ja ei-keskiarvoiset tulokset samalla periaatteella kuin toisessakin kuorma-askeleessa. Tässäkin tapauksessa keskiarvoisten ja ei-keskiarvoisten vetopääjännitysten erotus on alle 5% alueella. Kuorma-askeleessa 3 saaduista tuloksista voidaan myös todeta tulosten olevan luotettavia jännitysten erotusten ollessa suhteellisen pieniä. Kuvioista 66 selviää kolmannen kuorma-askeleen muodonmuutokset, jotka ovat helposti tulkittavissa suurimmaksi kaikista kolmesta kuorma-askeleesta.



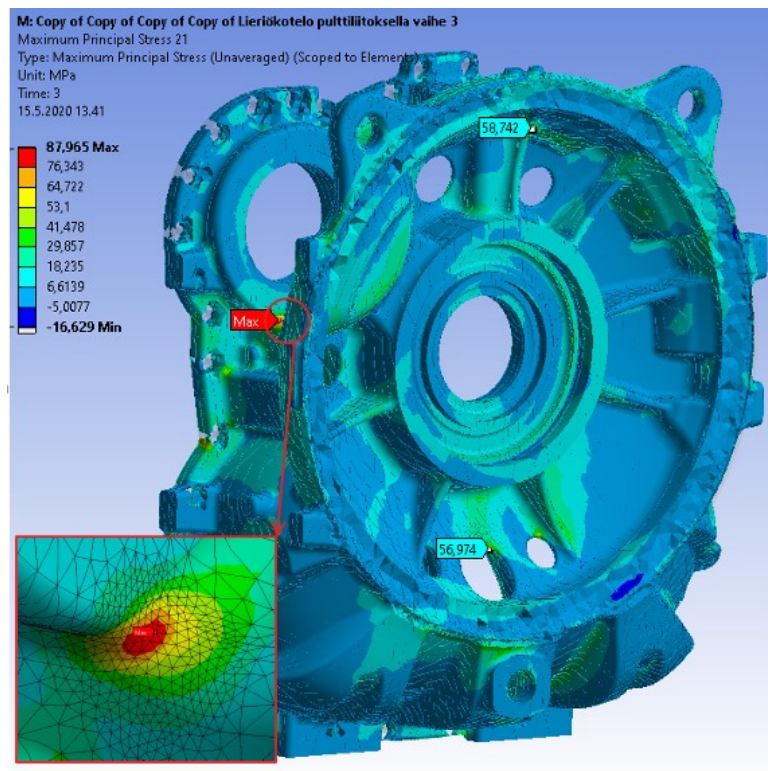
Kuvio 50. Kuorma-askeleen 3 keskiarvoiset vetopääjännitykset rungossa (RS puoli)



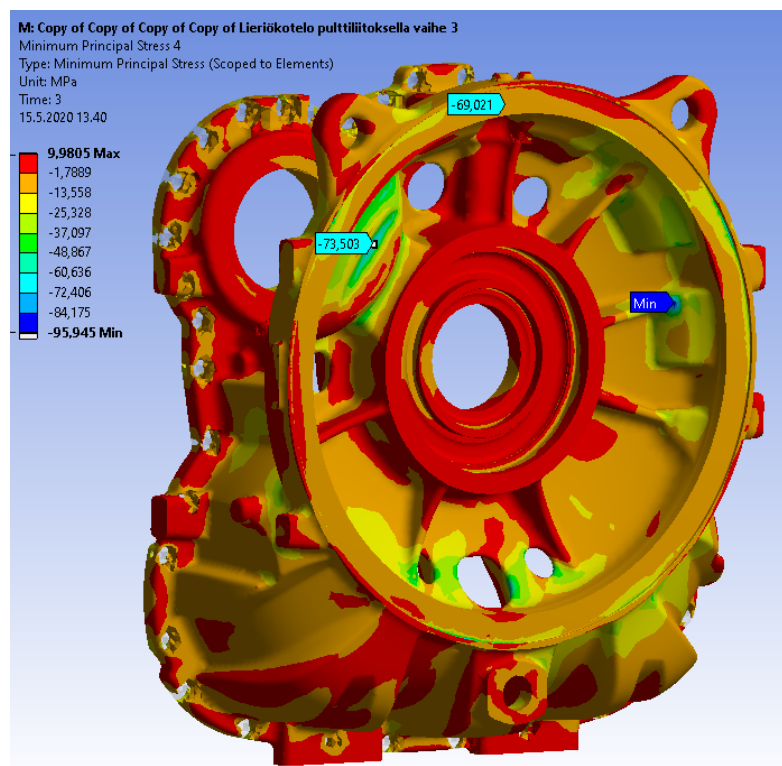
Kuvio 51. Kuorma-askeleen 3 keskiarvoisten vetopääjännitysten hotspotit rungossa (RS puoli)



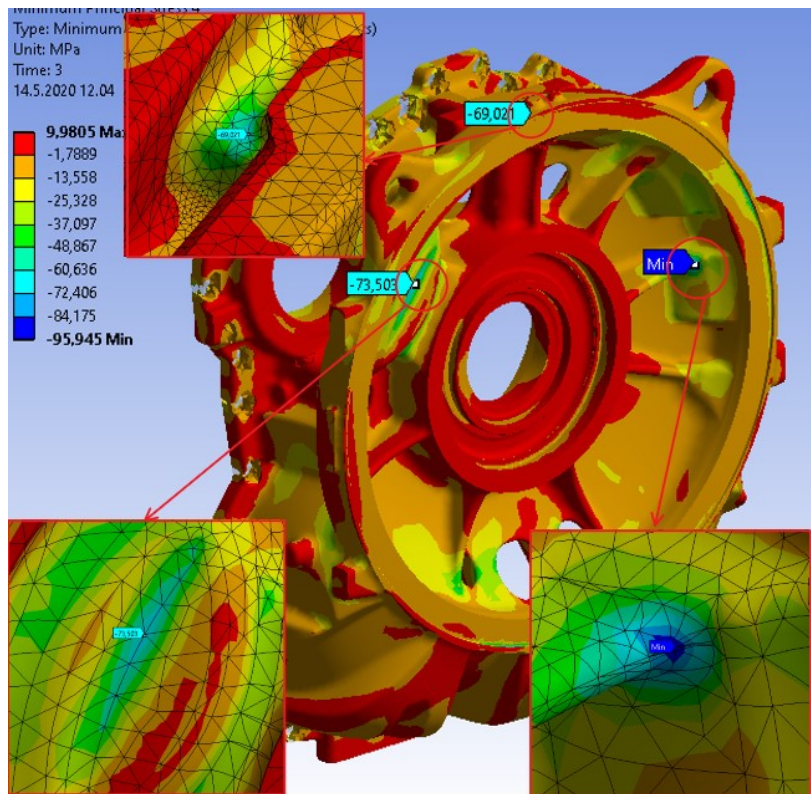
Kuvio 52. Kuorma-askeleen 3 keskiarvoiset vetopääjännitykset rungossa (GS puoli)



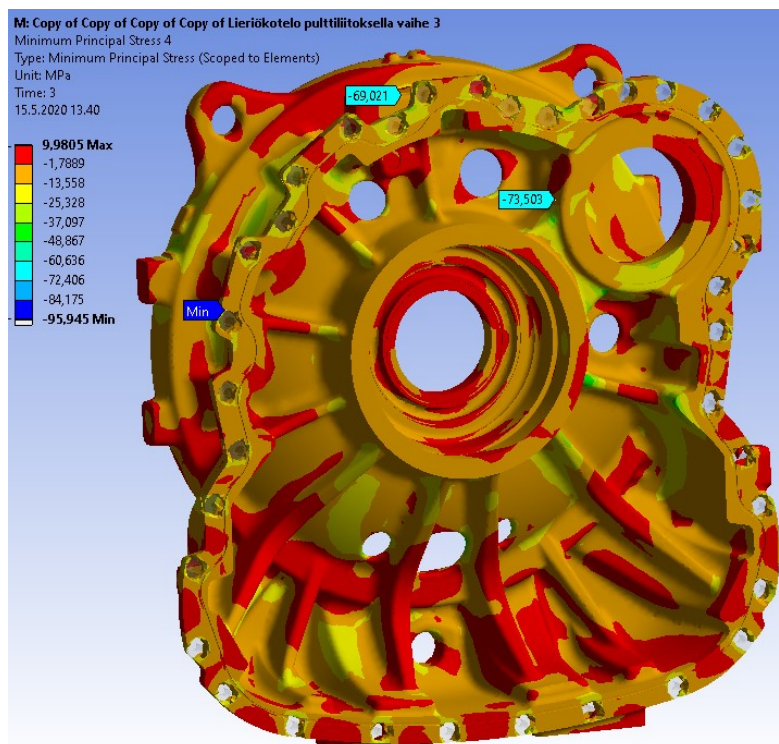
Kuvio 53. Kuorma-askeleen 3 ei-keskiarvoiset vetopääjännitykset rungossa



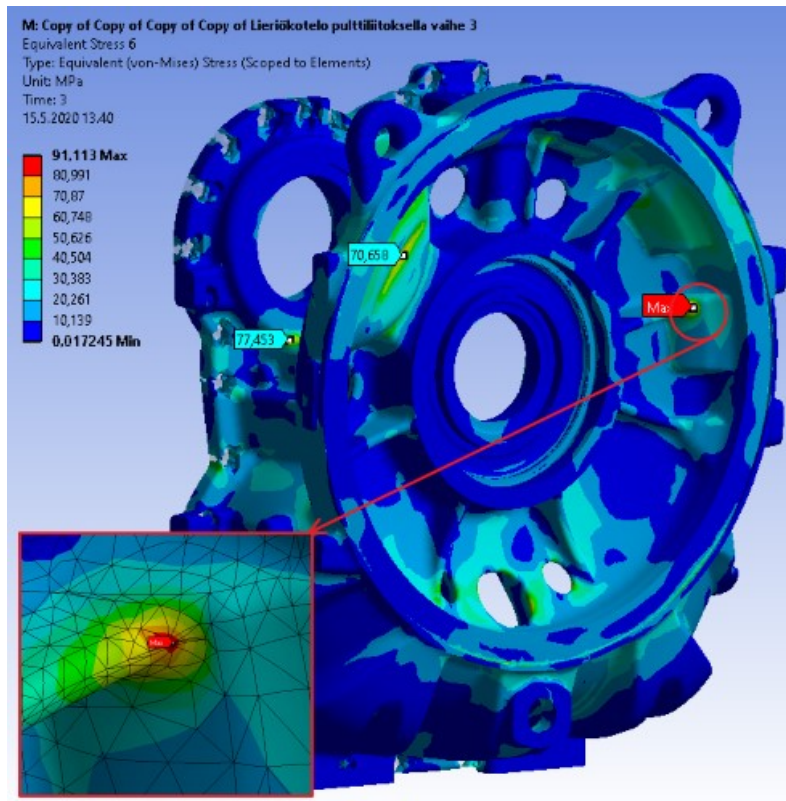
Kuvio 54. Kuorma-askeleen 3 puristus pääjännitykset rungossa (RS puoli)



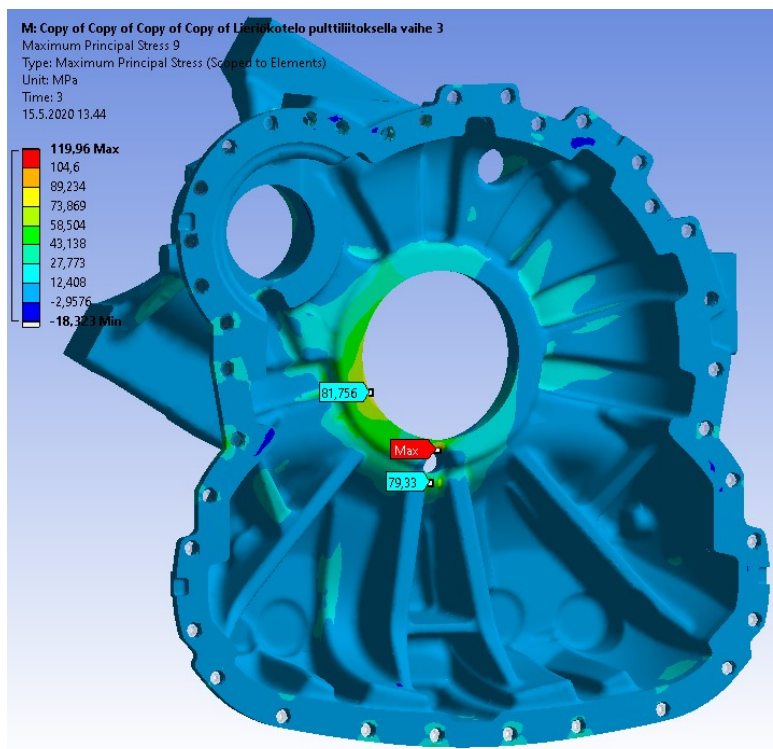
Kuvio 55. Kuorma-askeleen 3 puristus pääjännitysten hotspotit rungossa (RS puoli)



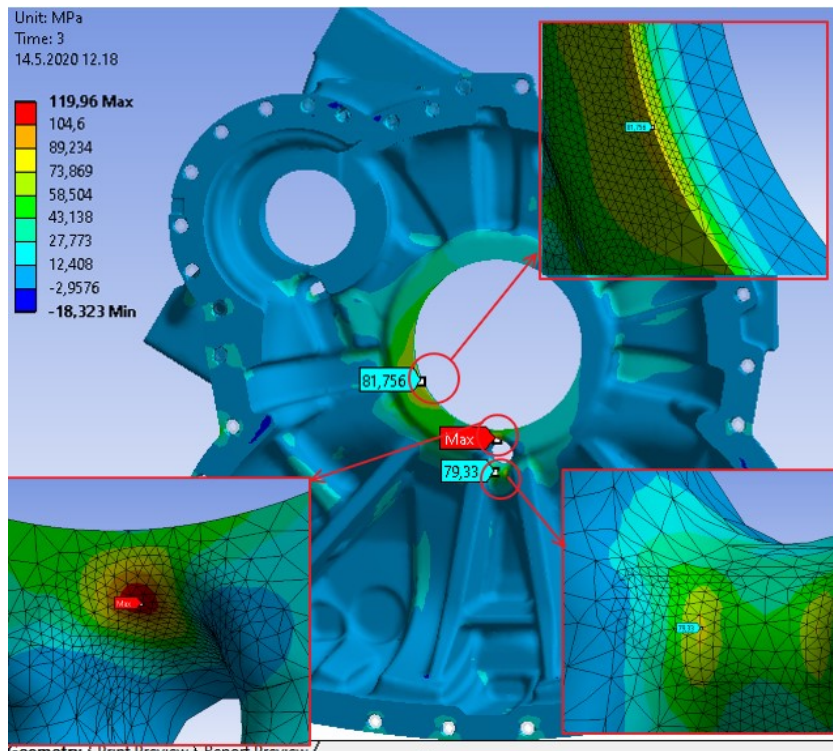
Kuvio 56. Kuorma-askeleen 3 puristus pääjännitykset rungossa (GS puoli)



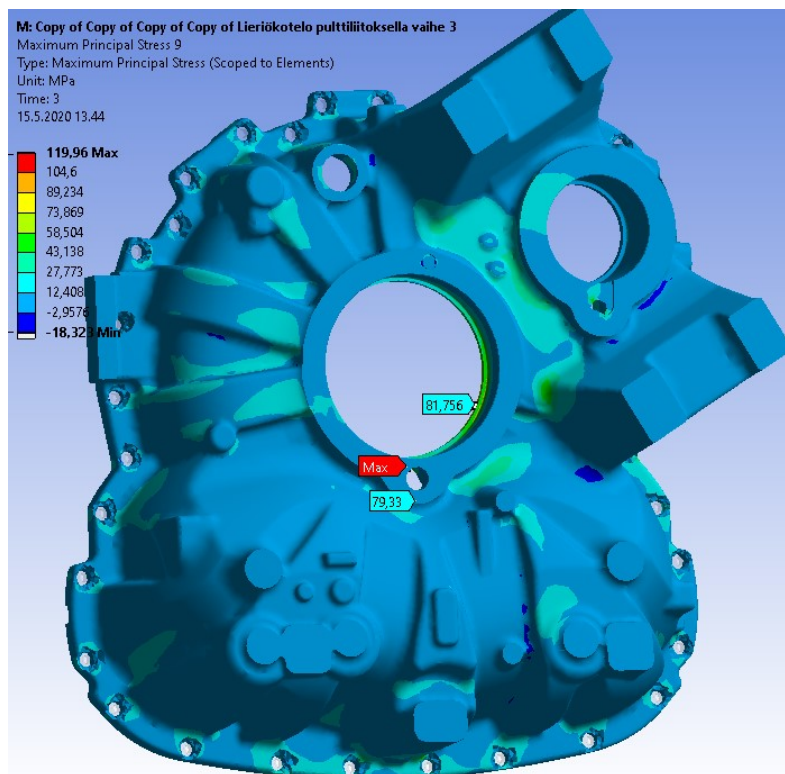
Kuvio 57. Kuorma-askeleen 3 Von Mises -jännitykset rungossa



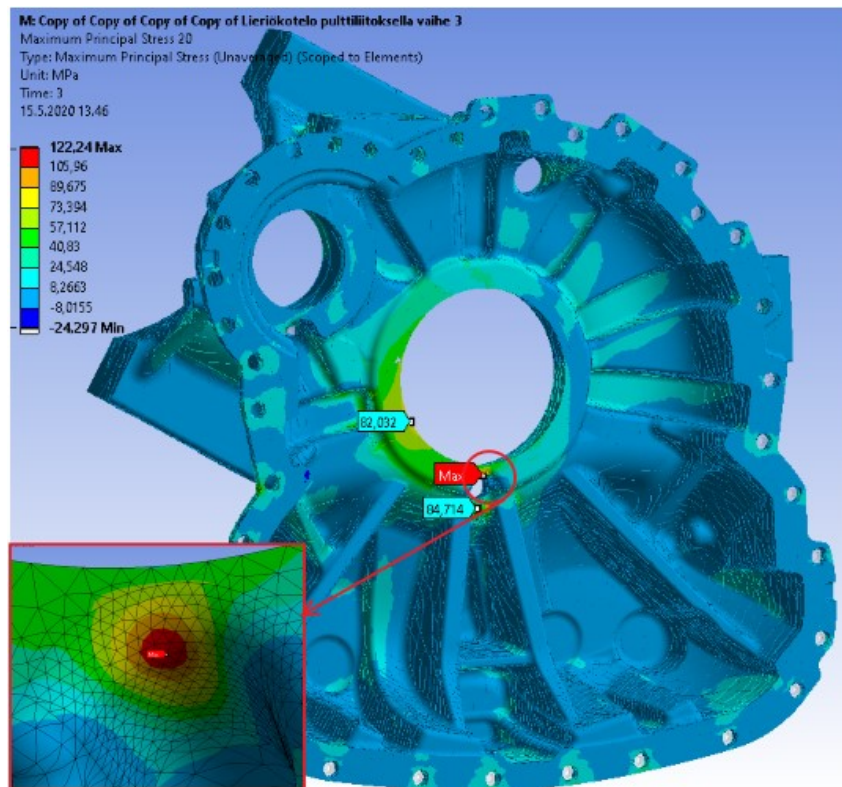
Kuvio 58. Kuorma-askeleen 3 keskiarvoiset vetopääjännitykset kannessa (RS puoli)



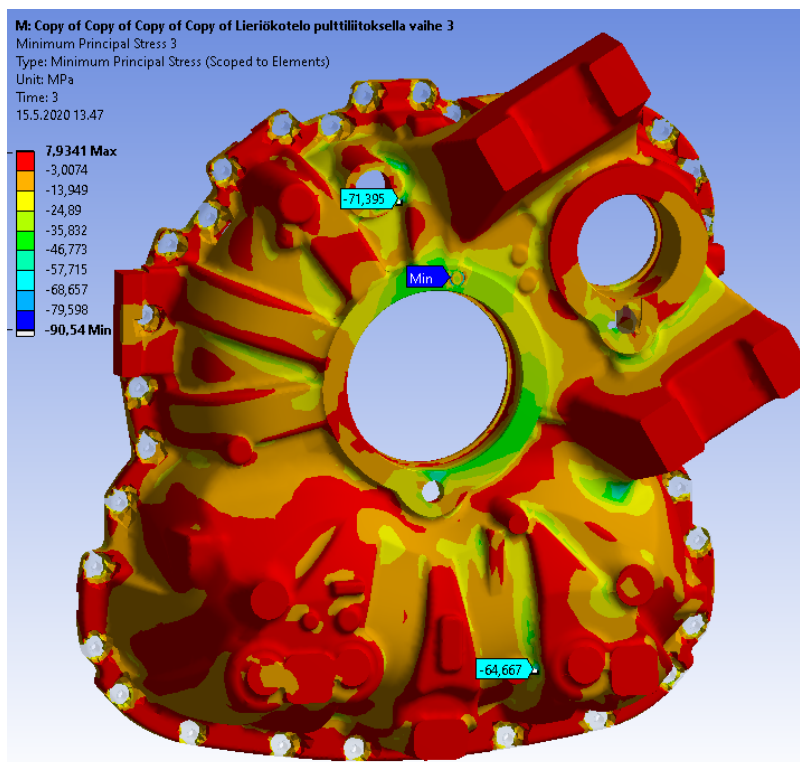
Kuvio 59. Kuorma-askeleen 3 keskiarvoisten vetopääjännitysten hotspotit kannessa (RS puoli)



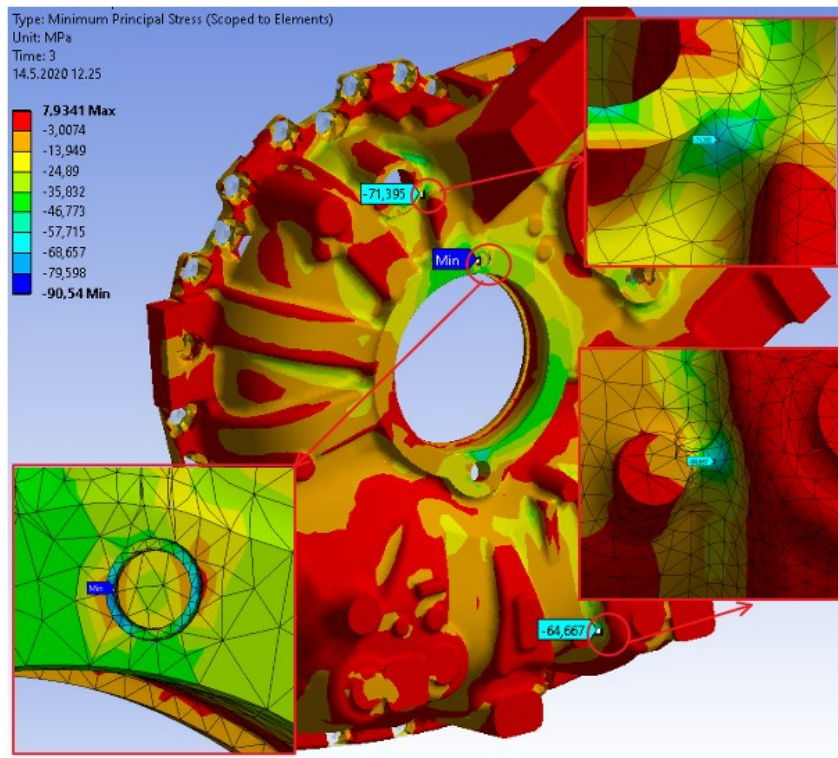
Kuvio 60. Kuorma-askeleen 3 keskiarvoiset vetopääjännitykset kannessa (GS puoli)



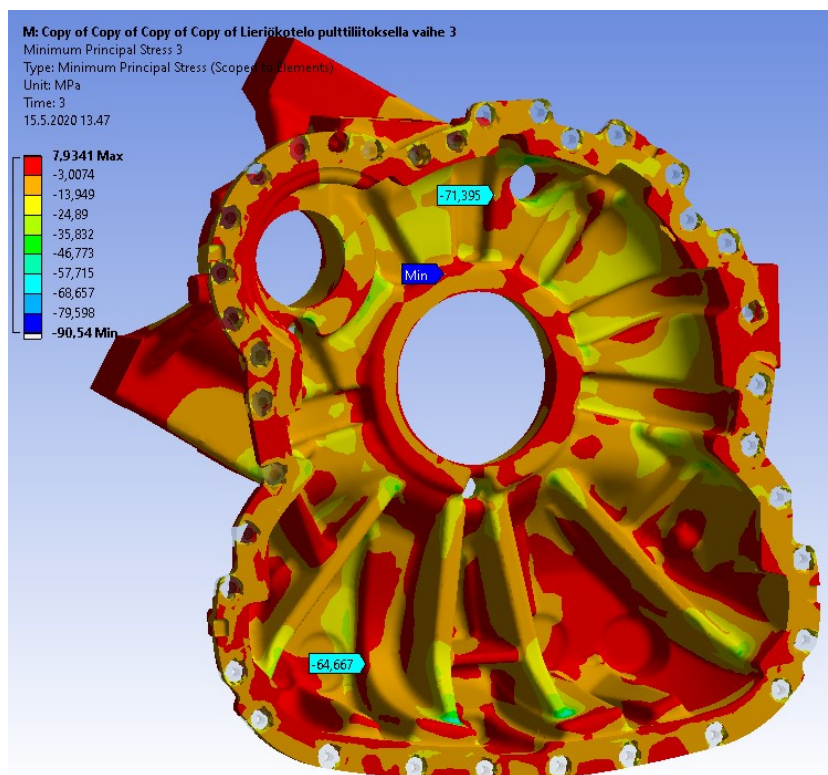
Kuvio 61. Kuorma-askeleen 3 ei-keskiarvoiset vetopääjännitykset kannessa



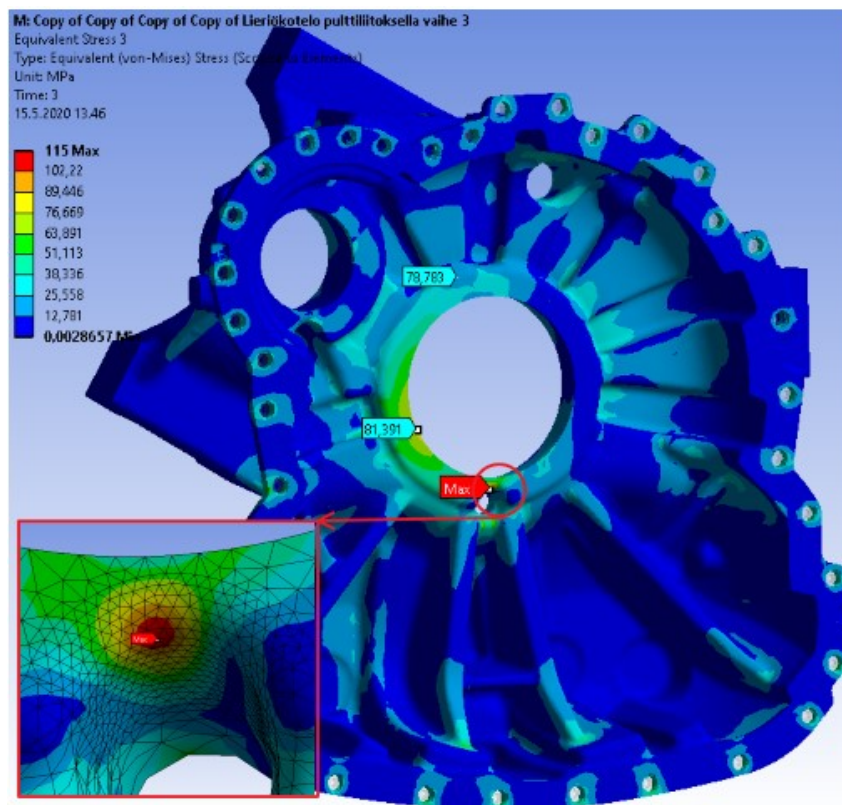
Kuvio 62. Kuorma-askeleen 3 puristus pääjännitykset kannessa (GS puoli)



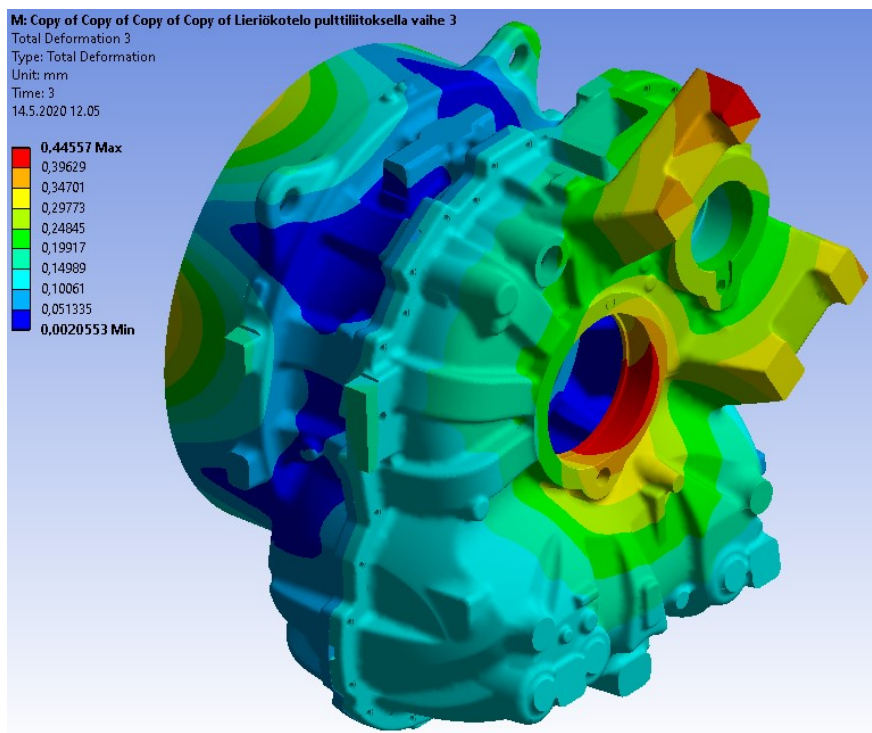
Kuvio 63. Kuorma-askeleen 3 puristuspääjännitysten hotspotit kannessa (GS puoli)



Kuvio 64. Kuorma-askeleen 3 puristuspääjännitykset kannessa (RS puoli)



Kuvio 65. Kuorma-askeleen 3 Von Mises -jännitykset kannessa



Kuvio 66. Kuorma-askeleen 3 muodonmuutokset

8 Luotettavuusarviointi

Opinnäytetyön ollessa samaa laatua muiden tutkimusten kanssa, on tulosten ja johtopäätösten sekä niiden perusteluiden oltava oikeellisia ja luotettavia jotta työtä voidaan käyttää myös laadukkaana tieteellisenä tiedonlähteenä (Kananen 2012, 161). Pääasiassa tämän opinnäytetyön tulokset muodostuvat laskennan tuloksista, jotka saadaan mukailemalla standardeja ja aiempia alan ammattilaisten tekemiä raportteja sivuten tutkimuksen kohdetta, mikä lisää tulosten luotettavuutta.

Työssä onnistuttiin määrittämään analysoitavien rakenteiden staattisen lujuuden kannalta kriittisimmät jännityspisteet määritettyihin staattisiin äärikuormiin nähden, joissa vetopääjännitysten keskiarvoiset ja ei-keskiarvoiset jännitykset saatiin 5% rajoihin, mikä lisää tulosten luotettavuutta. Lisäksi laskentageometrialle määritettävä elementtiverkon laatu on keskiarvoltaan yli 0,5 mikä työn laajuuteen nähden lisää elementtiverkon laadun luotettavuutta.

Työssä käytettiin standardien mukaisia materiaaliarvoja sekä ruuviliitoksen määrittämiseen käytettiin sille määritettyjä standardeja, muun muassa ruuvien esikiristyksen arvot muodostettiin standardissa VDI 2230 mainittujen tekijöiden, kuten ruuvin koon ja kokoluokan mukaisesti. Laakerien kuormitukset määritettiin toimeksiantajalta saaduilla Mathcad-laskentapohjilla ja niissä käytettyjen arvojen ja niistä saatujen tulosten tarkkuutta hyväksytettiin toimeksiantajan työntekijöillä. Lisäksi eri kuorma-askeleista saatujen tukireaktioiden perusteella analyysi on tasapainoinen, eikä analyysissä määritettyjen reunaehtojen tai muiden tekijöiden tiedoissa pitäisi olla suuria aukkoja.

Tuloksien luotettavuutta vahvistavana tekijänä voidaan pitää esikiristyksen osalta ruuvien asennuksesta syntyvän esikiristyksen suuruuden epävarmuuden huomioon ottamista käyttämällä taulukkoarvoa huomattavasti pienempää arvoa analyysissä.

Ruuviliitoksessa lieriökotelon kannen ja rungon liitospinnasta saatuja tuloksia voidaan työn laajuuteen nähden pitää luotettavina, sillä työssä käytettiin standardin VDI 2230 mukaista esikiristystä ja liitospintojen kitkakertoimenä käytettiin

toimeksiantajan ohjaajan suosituksesta heidän ennestään käyttämää kitkakerrointa analyysissä käytetylle kotelon valumateriaalille.

Työhön saatiin toimeksiantajan ohjaajalta paljon apua ja huomioita toimeksiantajan käyttämien analyysimenetelmien hyödyntämiseen luotettavien tulosten saavuttamiseksi. Työhön myös tehtiin korjauksia välikatsauksissa, jos siinä nähtiin puitteita tai poikkeuksia, joita oli syytä muuttaa tai korjata. Näiden toimenpiteiden perusteella työn luotettavuutta voidaan myös perustella.

9 Johtopäätökset ja pohdinta

Opinnäytetyössä saatiin tavoitteiden mukaisesti selvitettyä lieriökoteloon kohdistuvia jännityksiä ja muodonmuutoksia lieriökotelon kannen ja rungon erillisinä tarkasteluina. Lieriökoteloon pystytettiin myös tavoitteiden mukaisesti määrittämään ruuviliitos, jota olisi voinut viedä vielä pidemmälle ja tarkemmaksi vaihtamalla liitostyyppejä enemmän kitkaliitoksiksi ja lisäämällä muitakin kitkallisia ruuviliitoksia tai joustavan tiivisteen mallin, mitkä olisivat sopineet työhön laajemmalla aikataululla. Toimeksiantaja on tyytyväinen työssä saavutettuihin tuloksiin ja pystyy myös hyödyntämään niitä jatkossa tutkitun lieriökotelon suunnittelussa.

Työssä käytettyjen standardien sisällöistä keskusteltiin työn aikana toimeksiantajan ohjaajan kanssa, jotta työssä tulisi käytettyä oikeita arvoja. Näistä arvoista yksi esimerkki on ruuviliitoksessa käytettyjen ruuvien esikiristyksen määrittäminen. Työssä käytetyt reunaehdot perustuvat toimeksiantajalta saatuihin materiaaleihin ja niiden tarkkuudesta keskusteltiin toimeksiantajan työntekijöiden kanssa, jotta niiden käyttämiselle saataisiin lisää varmuutta.

Työn analyysistä saatujen jännitystulosten perusteella leirökotelon rakenne kestää siihen kohdistuvat kuormitukset. Tätä johtopäätöstä vahvistaa myös se, että analyysissä on käytetty maksimikuormia nimelliskuormien sijaan ja varmuudet myötöön on laskettu niitä käyttämällä.

Jos analyysissä olisi käyetty lieriökotelon kannen ja rungon välisessä liitoksessa tiivisteiden mallia, olisi liitoksen tiiveyden tulkitseminen helpompaa tulosten ollessa lähempänä todellisuutta kuin tässä analyysissä. Analyysistä saatujen tulosten perusteella voi kuitenkin tehdä oletuksen, että jos liitokseen lisätään tiiviste, vuotoja todennäköisesti ei ole tai se on todella vähäistä. Tiiveyden lisäämiseksi vaihtoehtoisesti voidaan tuloksia katsomalla todeta, että ruuvien määrää ja tätä myöten niiden tiheyttä lisäämällä liitoksesta saataisiin vielä tiiviimpi, mutta ainoastaan tilanteessa, missä tiiviste itsessään ei riitä.

Massan vähentämistä ajatellen, lieriökotelon rakenteesta voisi mahdollisesti vähentää materiaalia alueilta, mitkä eivät ole jännityskriittisillä alueilla, eivätkä vaikuta vaihteen toiminnallisuuteen. Tämä voi kuitenkin olla hankalaa, sillä suurin osa näistä alueista on joko lieriökotelon sisäpuolella lujuutta vahventavia muotoja tai kotelon pintamuotoja.

Työssä haasteeksi osoittautui hyvälaatuisen elementtiverkon muodostaminen. Työssä käytetty kompleksi laskentageometria vaatii jonkin verran hienosäätöä verkon laadun parantamiseksi, mutta tuloksena saatiin kumminkin työn tekijän mielestä työn tarkoitukseen nähden hyvälaatuinen elementtiverkko. Lisäksi aikataulullisesti työssä haastetta toi pitkät laskenta-ajat lieriökotelon analyysissä. Pienien muutosten tekeminen reunaehtoihin tai elementtiverkkoon aiheutti pitkiä taukoja työn etenemisen kannalta ohjelman suorittaessa laskentaa.

Täsmällisten tavoitteiden saavuttamiseksi työssä olisi voinut rajata aiheen tiukemmin, sillä aiheen rajausta tehtiin sillä oletuksella, että eri alueita aiheesta suoritettaisiin, jos niille riittäisi aikaa. Tarkemmin rajatulla aiheella työn tavoitteiden saavuttamisen arviointi olisi ollut helpompaa.

Lähteet

About Ansys. 2020. Yrityksen verkkosivut. Viitattu 4.2.2020.
<https://www.ansys.com/about-ansys>

Airila, M. 2003. Koneenosien suunnittelu. 4. p. Porvoo: WSOY.

FKM Guideline. 2012. Analytical Strength Assessment of Components. Made of Steel, Cast Iron and Aluminum Materials in Mechanical Engineering. 6. p. VDMA Verlag.

Fusion drive latest brochure. N.d. Esite Moventas Gears Oy sivustolla. Viitattu 7.2.2020. <https://moventas.sharepoint.com/>

Guideline for the Certification of Wind Turbines. 2010. Edition 2010. Hamburg: Germanischer Lloyd. Vahvistettu 1.7.2010. Viitattu 15.4.2020

Heikkilä, T. 2014. Tilastollinen tutkimus. 9. p. E-kirja. Viitattu 15.5.2020. Helsinki: Edita Publishing Oy. <http://www.tilastollinentutkimus.fi/>.

In FEA, what is linear and nonlinear analysis. 2017. Artikkelin Femto Engineering -sivustolla 22.5.2017. Viitattu 7.4.2020. <https://www.femto.eu/stories/linear-non-linear-analysis-explained/>

Jamieson, P. 2018. Innovation in Wind Turbine Design. 2. p. E-kirja. Viitattu 19.2.2020. John Wiley & Sons. <https://janet.finna.fi/>, Knovel.

Jelaska, T. 2012. Gears and Gear Drives. E-kirja. Viitattu 7.4.2020. John Wiley & Sons, Incorporated. <https://janet.finna.fi/>, Ebook Central.

Kananen, J. 2012. Kehittämistutkimus opinnäytetyönä – kehittämistutkimuksen kirjoittamisen käytännön opas. Jyväskylä: Jyväskylän ammattikorkeakoulu.

Khoei, A. R. 2015. Extended Finite Element Method: Theory and Applications. E-kirja. Viitattu 5.2.2020. John Wiley & Sons, Incorporated. <https://janet.finna.fi/>, Ebook Central.

Kurowski, P. M. 2017. Finite Element Analysis for Design Engineers. 2. p. E-kirja. Viitattu 12.2.2020. SAE International. <https://janet.finna.fi/>, Knovel.

Layout_B. 2017. Vaihteen esittely. Moventas Gears Oy. Viitattu 6.2.2020. <https://moventas.sharepoint.com>

Liu, G. R., Quek, S. S. 2014. The Finite Element Method: A Practical Course. 2. p. Viitattu 20.4.2020. Butterworth-Heinemann. <https://janet.finna.fi/>, Ebook Central.

Moventas Company Presentation. 2020. Yritysesittely Moventas Gears Oy sivustolla. Viitattu 7.2.2020 <https://moventas.sharepoint.com/>

Outinen, H., Salmi, T. 2004. Lujuusopin perusteet. Tampere: Pressus.

SFS-EN 1536:2018. Valut. Pallografiittivaluraudat. Aihealueet: Raudat, Teräs- ja rautavalut. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS. Vahvistettu 24.8.2018. Viitattu 3.5.2020. <https://janet.finna.fi/>, SFS Online

Sönnnerlind, H. 2015. Singularities in Finite Element Models: Dealing with Red Spots. Viitattu 19.3.2020. <https://www.comsol.com/blogs/singularities-in-finite-element-models-dealing-with-red-spots/>

VDI 2230-1:2015-11. Systematic calculation of highly stressed bolted joints - Part 1: Joints with one cylindrical bolt. Vahvistettu 2015. Viitattu 6.5.2020. Aihealueet: pultit, ruuvit, vaarnaruuvit. Verein Deutscher Ingenieure. <https://moventas.sharepoint.com>

Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L., Fox, D. A. 2014. The Finite Element Method for Solid and Structural Mechanics. Viitattu 20.4.2020. Butterworth-Heinemann. <https://janet.finna.fi/>, Ebook Central.

Liitteet

Liite 1. Holkkiakselin laakerikuormien laskentapohja

GEAR UNIT FOR ACCIONA WIND TURBINE AW 109/3000 CLASS IEC IIA (3MW / 13.2rpm)

BEARING'S CALCULATION / HOLLOW SHAFT (parallel shaft gear unit) i = 99.5

1. INPUTS

Units		$N := \text{newton}$	$kN := 10^3 N$
Nominal power		$P_{nom} := 2731.890 \cdot kW$	
Extreme power		$P_{ext} := 2.30386 \cdot P_{nom}$	$P_{ext} = 6294 \cdot kW$
Equivalent power		$P_{eq} := 0.7325 \cdot P_{nom}$	$P_{eq} = 2001 \cdot kW$
Numbers of mesh		$N_M := 1$	
Pressure angle		$\alpha_n := 20 \cdot \text{deg}$	
Running speed	clockwise sign (+) counter-clockwise sign (-) seen from right (rear)	$n := 328.5 \cdot \frac{1}{\text{min}}$	
Normal module in mesh i	Number of teeth	Helix angle right hand: sign (+) left hand: sign (-)	Power in mesh i
$m_{n_1} := 8 \cdot \text{mm}$	$z_1 := 117$	$\beta_1 := -17 \cdot \text{deg}$	$P_{m_1} := P_{nom}$
Distance of bearing's	Mesh i distance of left (front) bearing	Contact point of mesh i from x-axis seen from right (rear)	DRIVE 1 = driving gear 0 = driven gear
$L_{B1} := 336 \cdot \text{mm}$	$L_{M_1} := 159.5 \cdot \text{mm}$	$\gamma_{M_1} := 34 \cdot \text{deg}$	$DRIVE_1 := 1$
Numbers of external axial force	External axial force i z-axis direction		
$N_{Efa} := 1$	$F_{Ea_1} := 3 \cdot 20975 \cdot N$	$F_{Ea_1} = 62925 \cdot N$	(FROM HIGH SPEED PLANET STAGE, CORRESPOND NOMINAL POWER)
Numbers of external radial force	External radial force i	Direction of external force i from x-axis	External force i distance from left (front) bearing
$N_{Efr} := 0$	$F_{Er_1} := 0 \cdot N$	$\gamma_{Efr_1} := 0 \cdot \text{deg}$	$L_{Efr_1} := 0 \cdot \text{mm}$
Numbers of external moment	External moment i	Direction of plane of external moment i from xz-plane	
$N_{EM} := 0$	$M_{E_1} := 0 \cdot N \cdot m$	$\gamma_{EM_1} := 0 \cdot \text{deg}$	
Axial load carry by bearing LEFT (front) / RIGHT (rear) (1= YES; 0= NO)		LEFT := 0	RIGHT := 1

2. TOOTH LOAD CALCULATION FOR NOMINAL POWER

Index of mesh

$$i := 1..N_M$$

Pitch dia

$$d_i := \frac{z_i \cdot m_n}{\cos(\beta_i)} \quad d_i = \boxed{978.767} \cdot \text{mm}$$

Tangential tooth load

$$F_{T_i} := \begin{cases} \frac{P_{m_i}}{\pi \cdot n \cdot d_i} & \text{if } \text{DRIVE}_i = 0 \\ \frac{(-P_{m_i})}{\pi \cdot n \cdot d_i} & \text{if } \text{DRIVE}_i = 1 \end{cases} \quad F_{T_i} = \boxed{-162274} \cdot \text{N}$$

Radial tooth load

$$F_{R_i} := \left| \frac{P_{m_i}}{\pi \cdot n \cdot d_i} \cdot \frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\beta_i)} \right| \quad F_{R_i} = \boxed{61762} \cdot \text{N}$$

Axial tooth load

$$F_{A_i} := F_{T_i} \cdot \tan(\beta_i) \quad F_{A_i} = \boxed{49612} \cdot \text{N}$$

3. FORCE AND MOMENT EQUATION ON MATRIX FORM

Factor matrix of bearings force

$$\underline{\underline{A}} := \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{L_{B1}}{m} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{L_{B1}}{m} & 0 \\ 0 & 0 & \text{RIGHT} & 0 & 0 & \text{LEFT} \end{pmatrix}$$

Component of load vector

$$b_{0,0} := \sum_{i=0}^{N_M} (F_{R_i} \cdot \cos(\gamma_{M_i}) - F_{T_i} \cdot \sin(\gamma_{M_i})) + \sum_{i=0}^{N_{EFr}} (F_{Er_i} \cdot \cos(\gamma_{EFr_i}))$$

$$b_{1,0} := \sum_{i=0}^{N_M} (F_{R_i} \cdot \sin(\gamma_{M_i}) + F_{T_i} \cdot \cos(\gamma_{M_i})) + \sum_{i=0}^{N_{EFr}} (F_{Er_i} \cdot \sin(\gamma_{EFr_i}))$$

$$b_{2,0} := \sum_{i=0}^{N_M} -F_{A_i} + \sum_{i=0}^{N_{EFa}} -F_{Ea_i}$$

$$b_{3,M} := \sum_{i=0}^{N_M} (F_{R_i} \cdot \cos(\gamma_{M_i}) \cdot L_{M_i} - F_{T_i} \cdot \sin(\gamma_{M_i}) \cdot L_{M_i}) \cdot \frac{1}{m}$$

$$b_{3,EF} := \sum_{i=0}^{N_{EFr}} (F_{Er_i} \cdot \cos(\gamma_{EFr_i}) \cdot L_{EFr_i}) \cdot \frac{1}{m}$$

$$b_{3,EM} := \sum_{i=0}^{N_{EM}} (M_{E_i} \cdot \cos(\gamma_{EM_i})) \cdot \frac{1}{m}$$

$$b_{3,A} := \sum_{i=0}^{N_M} \left(F_{A_i} \cdot \cos(\gamma_{M_i}) \cdot \frac{d_i}{2} \right) \cdot \frac{1}{m}$$

$$b_{3,0} := b_{3,M} + b_{3,EF} + b_{3,EM} + b_{3,A}$$

$$b_{4,M} := \sum_{i=0}^{N_M} (F_{R_i} \cdot \sin(\gamma_{M_i}) \cdot L_{M_i} + F_{T_i} \cdot \cos(\gamma_{M_i}) \cdot L_{M_i}) \cdot \frac{1}{m}$$

$$\mathbf{b}_{4,\text{EF}} := \sum_{i = 0}^{N_{\text{EF}}} \left(F_{\text{EF}_i} \cdot \sin\left(\gamma_{\text{EF}_i}\right) \cdot L_{\text{EF}_i} \right) \cdot \frac{1}{m}$$

$$\mathbf{b}_{4,\text{EM}} := \sum_{i = 0}^{N_{\text{EM}}} \left(M_{\text{E}_i} \cdot \sin\left(\gamma_{\text{EM}_i}\right) \right) \cdot \frac{1}{m}$$

$$\mathbf{b}_{4,\text{A}} := \sum_{i = 0}^{N_{\text{M}}} \left(F_{\text{A}_i} \cdot \sin\left(\gamma_{\text{M}_i}\right) \cdot \frac{\mathbf{d}_i}{2} \right) \cdot \frac{1}{m}$$

$$\mathbf{b}_{4,0} := \mathbf{b}_{4,\text{M}} + \mathbf{b}_{4,\text{EF}} + \mathbf{b}_{4,\text{EM}} + \mathbf{b}_{4,\text{A}}$$

$$\mathbf{b}_{5,0} := 0 \cdot \text{N}$$

Vector of bearing's load

$$\mathbf{x} := \mathbf{A}^{-1} \cdot \mathbf{b}$$

$$\mathbf{x}^{\text{T}} = (14657 \quad -92934 \quad 0 \quad 127288 \quad -7060 \quad -112537) \cdot \text{N}$$

4. LOADS OF BEARING'S

4.1 LOADS OF BEARING'S FOR NOMINAL POWER

LEFT BEARING (front bearing)

Load x-axis direction	$A_x := x_{0,0}$	$A_x = 14657 \cdot \text{N}$
Load y-axis direction	$A_y := x_{1,0}$	$A_y = -92934 \cdot \text{N}$
Load z-axis direction	$A_z := x_{2,0}$	$A_z = 0 \cdot \text{N}$
Radial load	$F_{r1_nom} := \sqrt{A_x^2 + A_y^2}$	$F_{r1_nom} = 94083 \cdot \text{N}$
Axial load	$F_{a1_nom} := A_z $	$F_{a1_nom} = 0 \cdot \text{N}$
Radial load direction form x-axis	$\psi_1 := \text{angle}(A_x, A_y)$	$\psi_1 = 279 \cdot \text{deg}$

RIGHT BEARING (rear bearing)

Load x-axis direction	$B_x := x_{3,0}$	$B_x = 127288 \cdot \text{N}$
Load y-axis direction	$B_y := x_{4,0}$	$B_y = -7060 \cdot \text{N}$
Load z-axis direction	$B_z := x_{5,0}$	$B_z = -112537 \cdot \text{N}$
Radial load	$F_{r2_nom} := \sqrt{B_x^2 + B_y^2}$	$F_{r2_nom} = 127484 \cdot \text{N}$
Axial load	$F_{a2_nom} := B_z $	$F_{a2_nom} = 112537 \cdot \text{N}$
Radial load direction form x-axis	$\psi_2 := \text{angle}(B_x, B_y)$	$\psi_2 = 356.8 \cdot \text{deg}$

Liite 2. Nopean akselin laakerikuromien laskentapohja

GEAR UNIT FOR ACCIONA WIND TURBINE AW 3000 (3MW / 13.2rpm)

BEARING'S CALCULATION / HIGH SPEED SHAFT / CRB - 2xTRB I = 100

1. INPUTS

Units		$N := \text{newton}$	$kN := 1000 \cdot N$
Nominal power		$P_{nom} := 2731.890 \cdot kW$	$P_{nom} = 2732 \cdot kW$
Extreme power ($T_{in} = 5500 kNm$)		$P_{ext} := 2.3039 \cdot P_{nom}$	$P_{ext} = 6294 \cdot kW$
Equivalent power		$P_{eq} := 2417.2 \cdot kW$	$P_{eq} = 2417 \cdot kW$
Numbers of mesh		$N_M := 1$	
Pressure angle		$\alpha_n := 20 \cdot \text{deg}$	
Running speed	clockwise sign (+) seen from right counter-clockwise sign (-)	$n := -1746.9 \cdot \frac{1}{\text{min}}$	
Normal module in mesh i	Number of teeth	Helix angle right hand: sign (+) left hand: sign (-)	Power in mesh i
$m_{n1} := 8 \cdot \text{mm}$	$z_1 := 22$	$\beta_1 := 17 \cdot \text{deg}$	$P_{m1} := P_{nom}$
Distance of bearing's	Mesh i distance of left bearing	Contact point of mesh i from x-axis	DRIVE 1 = driving gear 0 = driven gear
$L_{B1} := 347 \cdot \text{mm}$	$L_{M1} := 145.25 \cdot \text{mm}$	$\gamma_{M1} := 214 \cdot \text{deg}$	$DRIVE_1 := 0$
Numbers of external axial force	External axial force i z-axis direction	(axial load from coupling, corresponding to nominal load)	
$N_{Efa} := 0$	$F_{Ea1} := 0$		
Numbers of external radial force	External radial force i	Direction of external force i from x-axis	External force i distance from left bearing
$N_{Efr} := 0$			
Mass of shaft	$F_{Er1} := 0$	$\gamma_{Efr1} := 90 \cdot \text{deg}$	$L_{Efr1} := 345 \cdot \text{mm}$
Mass of coupling and brake disk	$F_{Er2} := 0$	$\gamma_{Efr2} := 90 \cdot \text{deg}$	$L_{Efr2} := 690 \cdot \text{mm}$
Radial force from coupling	$F_{Er3} := 0$	$\gamma_{Efr3} := 180 \cdot \text{deg}$	$L_{Efr3} := 800 \cdot \text{mm}$

Numbers of
external moment

External moment i

Direction of plane of external
moment i from xz -plane

$$N_{EM} := 0$$

$$M_{E_1} := 0 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$\gamma_{EM_1} := 0 \cdot \text{deg}$$

Axial load carry by bearing LEFT (front) / RIGHT (rear)
(1= YES; 0= NO)

$$\text{LEFT} := 0$$

$$\text{RIGHT} := 1$$

2. TOOTH LOAD CALCULATION FOR NOMINAL POWER

Index of mesh

$$i := 1 \dots N_M$$

Pitch dia

$$d_i := \frac{z_i \cdot m_{n_i}}{\cos(\beta_i)}$$

$$d_i = \boxed{184.042} \cdot \text{mm}$$

Tangential tooth load

$$F_{T_i} := \begin{cases} \frac{P_{m_i}}{\pi \cdot n \cdot d_i} & \text{if } \text{DRIVE}_i = 0 \\ \frac{(-P_{m_i})}{\pi \cdot n \cdot d_i} & \text{if } \text{DRIVE}_i = 1 \end{cases}$$

$$F_{T_i} = \boxed{-162286} \cdot \text{N}$$

Radial tooth load

$$F_{R_i} := \left| \frac{P_{m_i}}{\pi \cdot n \cdot d_i} \cdot \frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\beta_i)} \right|$$

$$F_{R_i} = \boxed{61766} \cdot \text{N}$$

Axial tooth load

$$F_{A_i} := F_{T_i} \cdot \tan(\beta_i)$$

$$F_{A_i} = \boxed{-49616} \cdot \text{N}$$

3. FORCE AND MOMENT EQUATION ON MATRIX FORM

Factor matrix of bearings force

$$\underline{\underline{A}} := \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{L_{B1}}{m} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{L_{B1}}{m} & 0 \\ 0 & 0 & \text{RIGHT} & 0 & 0 & \text{LEFT} \end{pmatrix}$$

Component of load vector

$$b_{0,0} := \sum_{i=0}^{N_M} (F_{R_i} \cdot \cos(\gamma_{M_i}) - F_{T_i} \cdot \sin(\gamma_{M_i})) + \sum_{i=0}^{N_{EFr}} (F_{Er_i} \cdot \cos(\gamma_{EFr_i}))$$

$$b_{1,0} := \sum_{i=0}^{N_M} (F_{R_i} \cdot \sin(\gamma_{M_i}) + F_{T_i} \cdot \cos(\gamma_{M_i})) + \sum_{i=0}^{N_{EFr}} (F_{Er_i} \cdot \sin(\gamma_{EFr_i}))$$

$$b_{2,0} := \sum_{i=0}^{N_M} -F_{A_i} + \sum_{i=0}^{N_{EFa}} -F_{Es_i}$$

$$b_{3,M} := \sum_{i=0}^{N_M} (F_{R_i} \cdot \cos(\gamma_{M_i}) \cdot L_{M_i} - F_{T_i} \cdot \sin(\gamma_{M_i}) \cdot L_{M_i}) \cdot \frac{1}{m}$$

$$b_{3,EF} := \sum_{i=0}^{N_{EFr}} (F_{Er_i} \cdot \cos(\gamma_{EFr_i}) \cdot L_{EFr_i}) \cdot \frac{1}{m}$$

$$b_{3,EM} := \sum_{i=0}^{N_{EM}} (M_{E_i} \cdot \cos(\gamma_{EM_i})) \cdot \frac{1}{m}$$

$$b_{3,A} := \sum_{i=0}^{N_M} \left(F_{A_i} \cdot \cos(\gamma_{M_i}) \cdot \frac{d_i}{2} \right) \cdot \frac{1}{m}$$

$$b_{3,0} := b_{3,M} + b_{3,EF} + b_{3,EM} + b_{3,A}$$

$$b_{4,M} := \sum_{i=0}^{N_M} (F_{R_i} \cdot \sin(\gamma_{M_i}) \cdot L_{M_i} + F_{T_i} \cdot \cos(\gamma_{M_i}) \cdot L_{M_i}) \cdot \frac{1}{m}$$

$$\mathbf{b}_{4,M} := \sum_{i=0}^{N_M} \left(F_{R_i} \cdot \sin(\gamma_{M_i}) \cdot L_{M_i} + F_{T_i} \cdot \cos(\gamma_{M_i}) \cdot L_{M_i} \right) \cdot \frac{1}{m}$$

$$\mathbf{b}_{4,EF} := \sum_{i=0}^{N_{EFr}} \left(F_{Er_i} \cdot \sin(\gamma_{EFr_i}) \cdot L_{EFr_i} \right) \cdot \frac{1}{m}$$

$$\mathbf{b}_{4,EM} := \sum_{i=0}^{N_{EM}} \left(M_{E_i} \cdot \sin(\gamma_{EM_i}) \right) \cdot \frac{1}{m}$$

$$\mathbf{b}_{4,A} := \sum_{i=0}^{N_M} \left(F_{A_i} \cdot \sin(\gamma_{M_i}) \cdot \frac{d_i}{2} \right) \cdot \frac{1}{m}$$

$$\mathbf{b}_{4,0} := \mathbf{b}_{4,M} + \mathbf{b}_{4,EF} + \mathbf{b}_{4,EM} + \mathbf{b}_{4,A}$$

$$\mathbf{b}_{5,0} := 0 \cdot \mathbf{N}$$

Vector of bearing's load

$$\mathbf{x} := \mathbf{A}^{-1} \cdot \mathbf{b}$$

$$\mathbf{x}^T = (-93443 \quad 50785 \quad 0 \quad -48513 \quad 49217 \quad 49616) \cdot \mathbf{N}$$

4. LOADS OF BEARING'S

4.1 LOADS OF BEARING'S FOR NOMINAL POWER

LEFT BEARING

(front bearing)

Load x-axis direction	$A_x := x_{0.0}$	$A_x = -93443 \cdot \text{N}$
Load y-axis direction	$A_y := x_{1.0}$	$A_y = 50785 \cdot \text{N}$
Load z-axis direction	$A_z := x_{2.0}$	$A_z = 0 \cdot \text{N}$
Radial load	$F_{r1_nom} := \sqrt{A_x^2 + A_y^2}$	$F_{r1_nom} = 106351 \cdot \text{N}$
Axial load	$F_{a1_nom} := A_z $	$F_{a1_nom} = 0 \cdot \text{N}$
Radial load direction form x-axis	$\psi_1 := \text{angle}(A_x, A_y)$	$\psi_1 = 151.5 \cdot \text{deg}$

RIGHT BEARING

(rear bearing)

Load x-axis direction	$B_x := x_{3.0}$	$B_x = -48513 \cdot \text{N}$
Load y-axis direction	$B_y := x_{4.0}$	$B_y = 49217 \cdot \text{N}$
Load z-axis direction	$B_z := x_{5.0}$	$B_z = 49616 \cdot \text{N}$
Radial load	$F_{r2_nom} := \sqrt{B_x^2 + B_y^2}$	$F_{r2_nom} = 69107 \cdot \text{N}$
Axial load	$F_{a2_nom} := B_z $	$F_{a2_nom} = 49616 \cdot \text{N}$
Radial load direction form x-axis	$\psi_2 := \text{angle}(B_x, B_y)$	$\psi_2 = 134.6 \cdot \text{deg}$